

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických
zařízení

Vliv tvaru lopatky radiálního oběžného kola na charakteristiky
odstředivého čerpadla

Effect of the Shape of the Radial Impeller Blades on the
Characteristics of Centrifugal Pump

Student: Tomáš Vydomus

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Sylva Drábková Ph.D.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Vydomeš**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Vliv tvaru lopatky radiálního oběžného kola na charakteristiky odstředivého čerpadla**
Effect of the Shape of the Radial Impeller Blades on the Characteristics of Centrifugal Pump

Zásady pro vypracování:

Vyšetřete různé provozní stavy na modelu čerpacího systému (práce čerpadla při různých otáčkách, škrcení na sání) pro dva dostupné typy oběžného kola.

1. Zpracujte popis odstředivého čerpadla a jeho funkci v čerpacím systému.
2. Definujte kinematické poměry v oběžném kole a s tím související teoretickou měrnou energii čerpadla
3. Popište vliv tvaru lopatky oběžného kola na teoretickou měrnou energii čerpadla
4. Zpracujte popis měřicí trati s hydrodynamickým čerpadlem
5. Proveďte měření charakteristik čerpadla pro dva dostupné typy oběžného kola při různých otáčkách
6. Výsledky měření pro obě kola porovnejte.

Seznam doporučené odborné literatury:

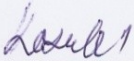
- [1] BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
[2] STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.
[3] PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.
[4] BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. [online] Datum poslední revize 16.6.2004. Dostupné z <
<http://caltechbook.library.caltech.edu/22/3/pumbook.pdf> >
[5] BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2 část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online], Datum poslední revize 11.11.2004. Dostupné z <
<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf> >

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

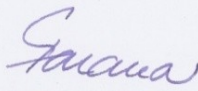
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

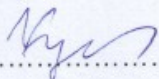



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5. 2012

..... 

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2012

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Vydomeš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Letní 291, Hlubočky, 78365, ČR

Anotace

Vydomus, T. *Vliv tvaru lopatky radiálního oběžného kola na charakteristiky odstředivého čerpadla*: bakalářská práce. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní. VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012. 51 s. Vedoucí práce: Drábková S.

V teoretické části mé bakalářské práce je popsána činnost odstředivého čerpadla a jeho funkce v čerpacím systému, popis čerpacího systému a jeho parametrů, kinematické poměry v oběžném kole a teoretická měrná energie čerpadla. Ve další části práce je zpracován popis a schéma měřicího zařízení, na kterém bylo následně provedeno měření charakteristik odstředivého čerpadla pro dva dostupné typy oběžného kola při různých otáčkách v laboratoři čerpací techniky. V závěru byly naměřené hodnoty pro oba typy kol porovnány.

Abstract

Vydomus, T. *Effect of the Shape of the Radial Impeller Blades on the Characteristics of Centrifugal Pump*: Bachelor Thesis. Ostrava: Department of hydromechanics and hydraulic equipment, Faculty of Mechanical Engineering. VŠB – Technical University of Ostrava, 2012. 51 p. Thesis head: Drábková S.

The theoretic part of bachelor thesis describes the function of the centrifugal pump and his function in pumping system, pumping system and its parameters, cinematical conditions in impeller blade and theoretical specific energy pump. In the second part the description and scheme of measuring equipment is presented, on which subsequently the measurement was carried out. Characteristics of centrifugal pump for two accessible sorts impeller blades at different turns in a laboratory of technology. In conclusion, the measured values were compared for both sorts blades.

OBSAH

ÚVOD.....	2
1. FUNKCE Odstředivého čerpadla v čerpacím systému	3
1.1 Odstředivé čerpadlo.....	3
1.2 Čerpací systém.....	4
1.2.1 Parametry čerpacího systému	5
1.2.2. Charakteristika čerpadla.....	7
1.2.3. Charakteristika potrubí	8
2. KINEMATICKÉ POMĚRY V OBĚŽNÉM KOLE A VÝPOČET TEORETICKÉ MĚRNÉ ENERGIE ČERPADLA.....	10
2.1 Kinematické poměry v oběžném kole.....	10
2.2 Teoretická měrná energie čerpadla.....	11
3. VLIV TVARU LOPATKY NA TEORETICKOU MĚRNOU ENERGII ČERPADLA.....	12
4. POPIS A SCHÉMA MĚŘÍCÍHO ZAŘÍZENÍ	15
4.1. Postup měření	17
5. MĚŘENÍ NA MODELU ČERPACÍHO SYSTÉMU	19
5.1. Měření charakteristik odstředivého čerpadla.....	19
5.2. Vliv sací výšky čerpadla	32
5.3. Stanovení pracovního bodu	35
6. ZÁVĚR	39
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	40
SEZNAM OBRÁZKŮ	41
SEZNAM TABULEK	42
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	43

ÚVOD

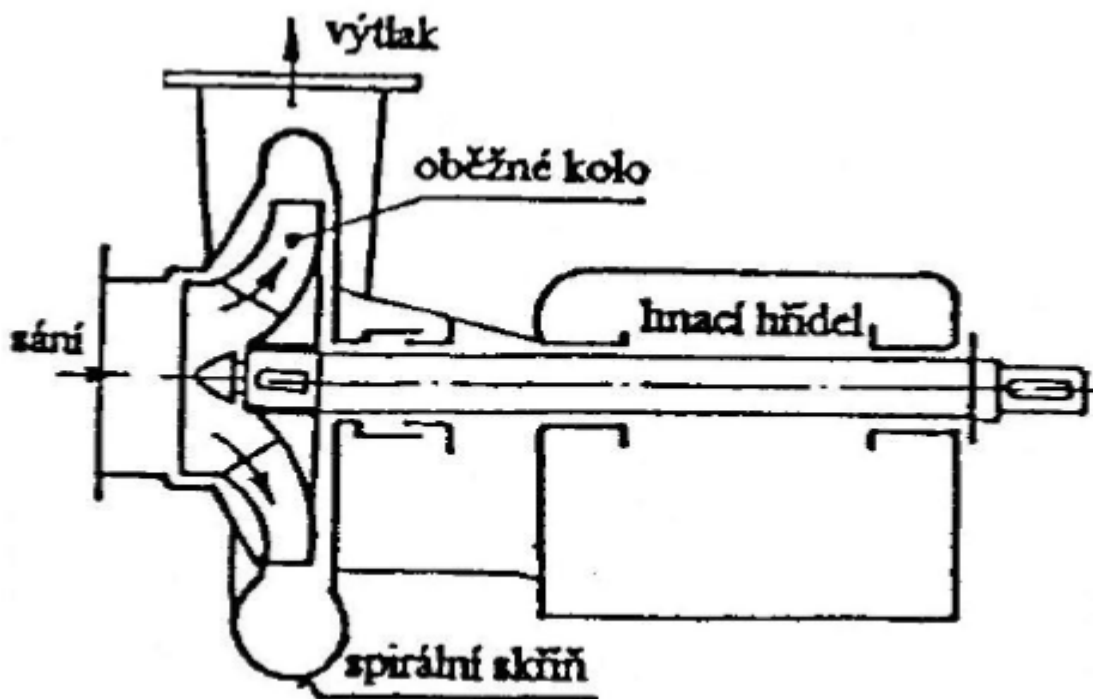
V úvodní teoretické části bakalářské práce se zabývám popisem funkce a činnosti odstředivého čerpadla v čerpacím systému, popisem samotného čerpacího systému a uvedením jeho parametrů. Dále je proveden rozbor kinematických poměrů v oběžném kole čerpadla a z nich odvozena teoretická měrná energie čerpadla a vliv tvaru lopatky oběžného kola na tuto energii. Také je zde popsáno měřicí zařízení, na kterém bylo měření provedeno.

Ve druhé části práce jsem se věnoval samotnému měření, jeho zpracování a vyhodnocení. Cílem této práce je vyšetření různých provozních stavů (práce čerpadla při různých otáčkách, škrcení na sání, výtlače) na modelu čerpacího systému pro dva dostupné typy oběžného kola. Z naměřených hodnot byly vytvořeny charakteristiky čerpadla, určen pracovní bod systému a změna sací výšky při škrcení na sání při změně otáček. Naměřené hodnoty byly porovnány pro oba typy oběžných kol. V průběhu měření byla na měřicím zařízení zjištěna závada na frekvenčním měniči. Po opravě zařízení jsem provedl kontrolní měření Q-P a Q- η charakteristiky a porovnání těchto charakteristik před a po výměně.

1. FUNKCE Odstředivého ČERPADLA V ČERPACÍM SYSTÉMU

1.1 Odstředivé čerpadlo

Odstředivé čerpadlo vynalezl fyzik Denis Papin v roce 1698. Odstředivé čerpadlo patří do skupiny hydrodynamických čerpadel a je dnes nejrozšířenějším typem čerpadla na celém světě. U těchto čerpadel dochází nepřímému přenosu energie. Postupné změny energií popíší podle Obr. 1.1. Nejprve se mechanická energie hnacího hřídele mění v oběžném kole na energii kinetickou. Poté se tato energie ve spirální skřini transformuje na energii tlakovou. Kapalina se nasává na nejmenším funkčním průměru oběžného kola a na největším průměru je vytlačována. Charakteristickým prvkem průtokové části oběžného kola jsou kanály tvarované jako difuzory. Při průtoku kapaliny těmito rovnoměrně rotujícími kanály se vlivem odstředivé síly mění energie kapaliny. Jelikož jsou kanály oběžného kola trvale propojeny se vstupní a výstupní částí stroje, je dodáván konstantní průtok. [1], [2]



Obr. 1.1 Schéma odstředivého čerpadla

Proudění v těchto kanálech můžeme popsat pomocí rozšířené Bernoulliho rovnice

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 - \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 - \frac{u_2^2}{2} + g \cdot h_z \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad \text{rov. 1.1}$$

Kde $p \rightarrow$ tlak, $\rho \rightarrow$ hustota kapaliny, $v \rightarrow$ relativní rychlost, $u \rightarrow$ unášivá rychlost, $h_z \rightarrow$ ztrátová výška při průtoku oběžným kolem a $g \rightarrow$ gravitační zrychlení. Veličiny označené

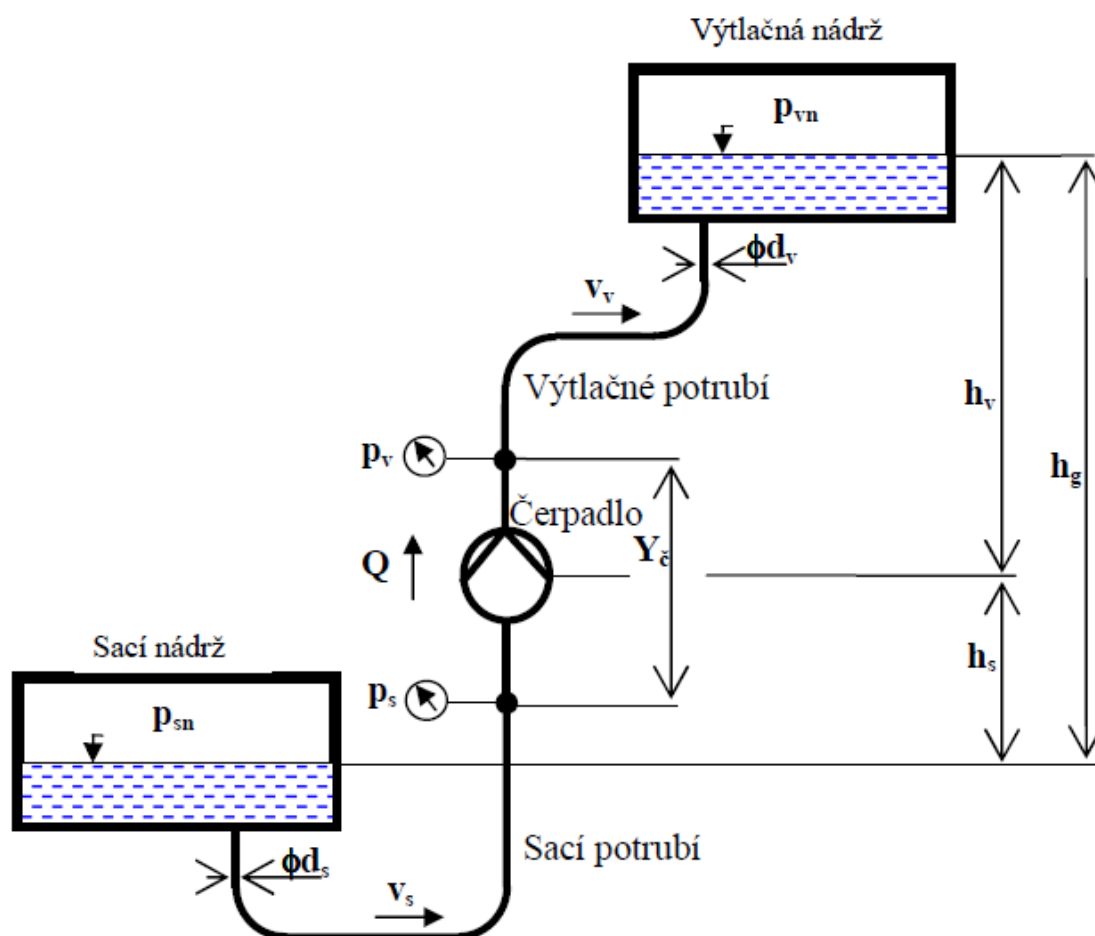
indexem 1 platí pro sání a veličiny označené indexem 2 platí pro výtlač oběžného kola. Vektorový součet relativní rychlosti v a unášivé rychlosti u je roven absolutní rychlosti c . [1]

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

rov. 1.2

1.2 Čerpací systém

Čerpací systém je složen z několika základních částí. Hlavní aktivní složkou systému je čerpadlo, které dodává kapalině energii potřebnou na překonání hydraulických odporů při proudění reálné kapaliny v potrubí. Další podstatnou součástí je sací a výtlačné potrubí. Potrubí je pasivní prvek systému, ve kterém dochází ke spotřebě energie. Při ustáleném provozu jsou obě složky čerpacího systému v rovnováze. Další podstatnou součástí je sací a výtlačná nádrž tvořící hranice čerpacího systému. Tlaky na hladinách v nádržích p_{sn} a p_{vn} tvoří okrajové podmínky. Na Obr. 1.2 je zobrazeno obecné schéma čerpacího systému s vyznačenými všemi důležitými prvky a parametry. [3]



Obr. 1.2 Obecné schéma čerpacího systému [3]

Základní parametry čerpacího systému na Obr. 1.2

p_{sn}	tlak v sací nádrži
p_{vn}	tlak ve výtlačné nádrži
p_s	tlak měřený na sací přírubě čerpadla
p_v	tlak měřený na výtlačné přírubě čerpadla
v_s	rychlost čerpané kapaliny v sacím potrubí
v_v	rychlost čerpané kapaliny ve výtlačném potrubí
Q	průtok čerpané kapaliny systémem
h_s	sací výška
h_v	výtlačná výška
h_g	geodetická výška
$Y_{\check{c}}$	skutečná měrná energie čerpadla
Y_p	skutečná měrná energie potrubí
d_s	průměr sacího potrubí
d_v	průměr výtlačného potrubí

1.2.1 Parametry čerpacího systému

Základními hydraulickými parametry čerpacího systému jsou průtok Q a měrná energie Y . Dalšími důležitými parametry čerpacího systému jsou příkon čerpadla P a účinnost η . [1]

Průtok Q :

Průtok definujeme jako objem nebo hmotnost čerpané kapaliny, která proteče čerpadlem za jednotku času. Průtok je kvantitativním měřítkem, protože do něj nezapočítáváme kapalinu ztracenou mezi sacím a výtlačným hrdlem. Průtok čerpadlem může být konstantní nebo proměnný v čase. Rozlišujeme několik druhů průtoku:

1. Objemový průtok Q_v [$m^3 \cdot s^{-1}$] \rightarrow Hodnota průtoku je závislá na termodynamickém stavu čerpané kapaliny.

2. Hmotnostní průtok Q_m [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] \rightarrow Hodnota tohoto průtoku je nezávislá na termodynamickém stavu kapaliny.
3. Jmenovitý průtok Q_n [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] \rightarrow Získáme jej výpočtem jako předpokládané množství při maximální účinnosti čerpadla a daných podmínkách.

Mezi objemovým a hmotnostním průtokem existuje vzájemný přepočet přes hustotu kapaliny ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]: [1]

$$Q_m = \rho * Q_v [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]; Q_v = \frac{Q_m}{\rho} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{rov. 1.3}$$

Měrná energie Y:

Měrná energie je jedním z důležitých parametrů čerpacího systému. Obecně bývá měrná energie definována vztahem: [3]

$$Y = g * H [\text{J} * \text{kg}^{-1}] \quad \text{rov. 1.4}$$

Kde $H \rightarrow$ dopravní výška čerpadla [m] a $g \rightarrow$ gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$].

Měrná energie bývá často definována jako funkční závislost na objemovém průtoku Q_v .

$$Y = f(Q_v) [\text{J} * \text{kg}^{-1}] \quad \text{rov. 1.5}$$

Tato rovnice je platná jak pro čerpadlo, tak pro potrubí.

Aplikací rov. 1.5 na čerpadlo zjistíme, jakou měrnou energii předává čerpadlo kapalině při daném průtoku $Y_c = f(Q_v)$. Použijeme-li rov. 1.5 pro potrubí, dostaneme množství měrné energie spotřebované potrubím za daného průtoku $Y_p = f(Q_v)$. Když bude měrná energie čerpadla a potrubí shodná, tzn. $Y_c = Y_p$, bude čerpací systém v rovnováze a průtok bude konstantní v čase. Pokud bude jedna z měrných energií větší než druhá ($Y_c < Y_p$) nebo ($Y_c > Y_p$), nebude čerpací systém v rovnovážném stavu. Nadbytek nebo nedostatek měrné energie v systému bude způsobovat zpomalování ($Y_c < Y_p$) nebo zrychlování ($Y_c > Y_p$) kapaliny až do dosažení rovnovážného stavu. [3]

Hydraulický výkon:

Hydraulický výkon je výkon předaný čerpadlem kapalině.

$$P_h = \rho * Q_v * Y [\text{W}] \quad \text{rov. 1.6}$$

Příkon:

Jedná se o nutný výkon motoru, aby čerpadlo bylo schopno při daném průtoku vyvodit potřebnou dopravní výšku. Příkon je důležitý při navrhování pohonu čerpadla.

$$P = \frac{P_h}{\eta_c} [\text{W}] \quad \text{rov. 1.7}$$

Účinnost:

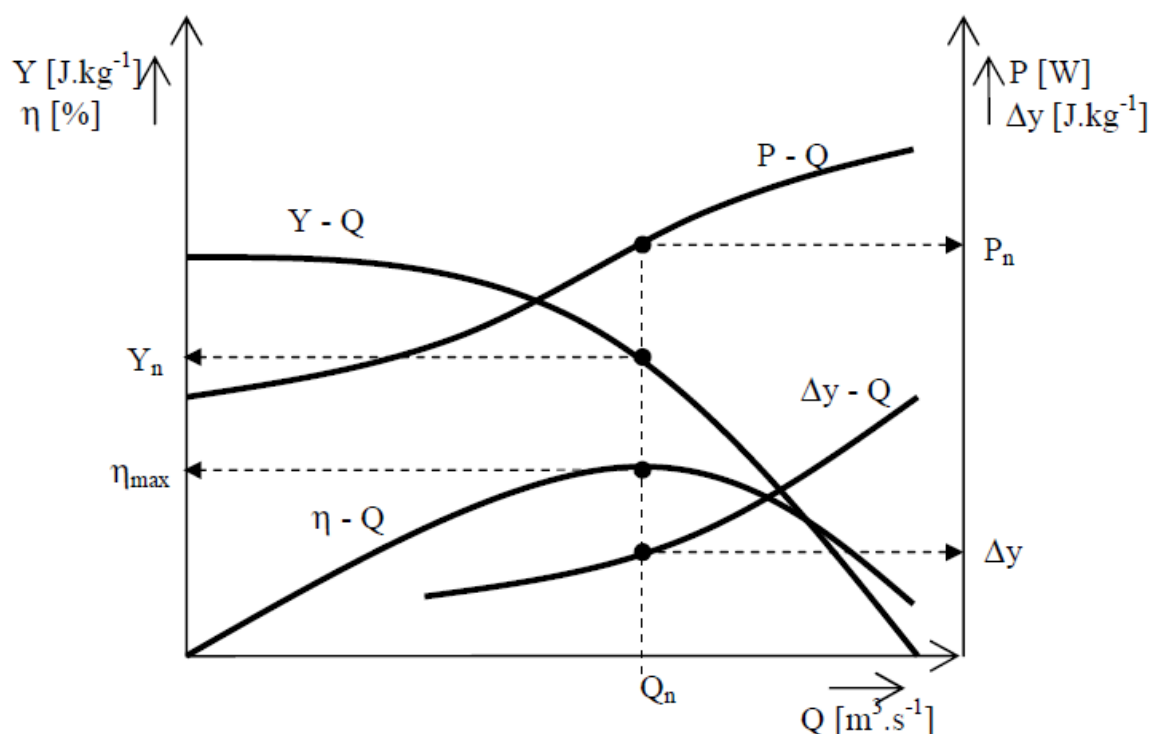
Jedná se o poměr výkonu a příkonu čerpadla. Celkovou účinnost v hydraulických systémech určuje součin tří jednotlivých složek účinnosti. [1]

$$\eta_c = \eta_m * \eta_o * \eta_h [\%] \quad \text{rov.1.8}$$

kde $\eta_m \rightarrow$ mechanická účinnost, $\eta_o \rightarrow$ objemová účinnost a $\eta_h \rightarrow$ hydraulická účinnost.

1.2.2. Charakteristika čerpadla

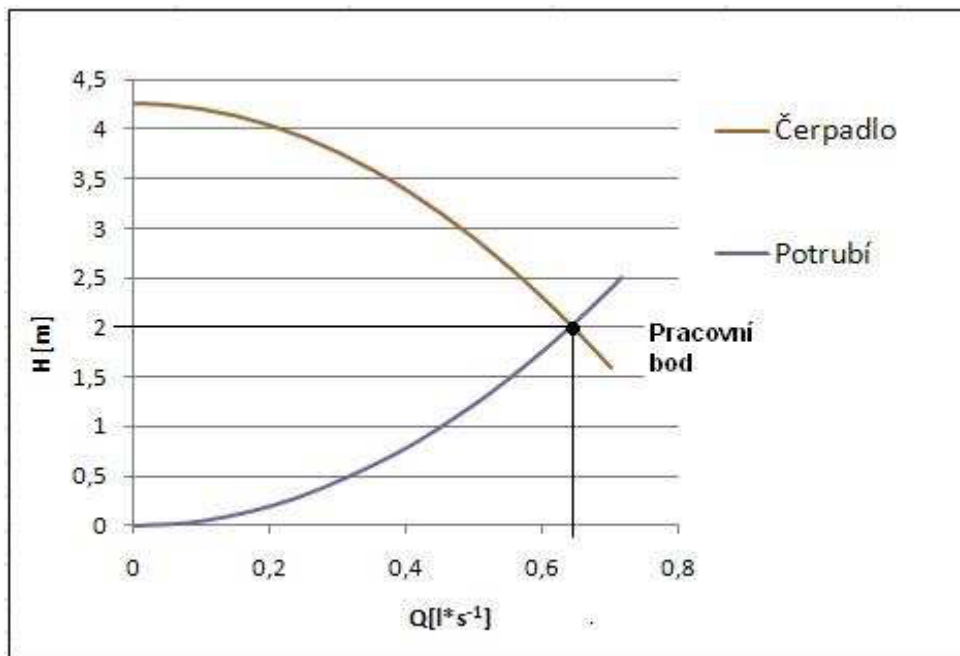
Základní charakteristikou čerpadla je závislost skutečné měrné energie Y nebo skutečné dopravní výšky H na průtoku Q . Dalšími charakteristikami popisující čerpadlo jsou křivky výkonu $P - Q$, účinnosti $\eta - Q$, dovolené kavitační deprese $\Delta y - Q$ a měrné energie pro potrubí $Y_p - Q$ viz Obr. 1.3 a 1.4. Charakteristiku čerpadla z provozních podmínek nejsme prozatím schopni přesně matematicky kvantitativně popsat kvůli složitému proudění v oběžném kole a difuzoru a také hydraulickým ztrátám z geometrických charakteristik. Rozbor hydraulických ztrát proto provádíme kvalitativně. [2]



Obr. 1.3 Charakteristiky hydrodynamického čerpadla při konstantních otáčkách [3]

1.2.3. Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí je závislost hlavních parametrů Q a Y vzhledem k potrubí. Pomocí charakteristiky potrubí a čerpadla určujeme pracovní bod systému Obr. 1.4. [3]



Obr. 1.4 Charakteristiky čerpadla a potrubí

Skutečnou měrnou energii čerpadla potřebnou na dopravu kapaliny daným systémem Y_p odvodíme ze základní energetické bilance. K tomu využijeme schématu na Obr. 1.2

$$Y_{sn} + Y_p = Y_{vn} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad \text{rov. 1.9}$$

Kde $Y_{sn} \rightarrow$ měrná energie v sací nádrži, $Y_p \rightarrow$ měrná energie potřebná na dopravu kapaliny potrubím, $Y_{vn} \rightarrow$ měrná energie ve výtlačné nádrži. Při aplikaci Bernoulliho rovnice pro skutečnou kapalinu do rovnice 1.9 získáme vztah [3]

$$\frac{p_{sn}}{\rho} + \gamma_p = \frac{p_{vn}}{\rho} + g \cdot (h_s + i_v) + g \cdot (h_{zs} + i_{zv}) \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad \text{rov. 1.10}$$

Kde $p_{sn} \rightarrow$ tlak v sací nádrži, $p_{vn} \rightarrow$ tlak ve výtlačné nádrži, $\rho \rightarrow$ hustota kapaliny, $g \rightarrow$ gravitační zrychlení, $h_s \rightarrow$ sací výška, $h_v \rightarrow$ výtlačná výška, $h_{zs} \rightarrow$ ztrátová sací výška a $h_{zv} \rightarrow$ ztrátová výtlačná výška. [3]

Upravený vztah pro měrnou energii dodanou čerpadlem kapalině:

$$Y_p = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g \cdot (h_s + i_v) + g \cdot (h_{zs} + i_{zv}) \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad \text{rov. 1.11}$$

První dva členy rovnice 1.11 tvoří statickou složku měrné energie a jsou nezávislé na průtoku.

$$Y_{st} = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) = f(Q_v) \text{ [J * kg}^{-1} \text{]} \quad \text{rov. 1.12}$$

Poslední člen rovnice 1.11 je dynamickou součástí měrné energie a je závislý na průtoku. Tento člen nazýváme měrná ztrátová energie Y_z .

$$Y_z = g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) = f(Q_v^a) \text{ [J * kg}^{-1} \text{]} \quad \text{rov. 1.13}$$

Ztráty závislé na režimu proudění udává exponent **a**. Tento exponent má vliv na režim proudění a také Reynoldsovo číslo. Exponent **a** pro různé typy proudění:

$a = 1$ laminární proudění

$a = \frac{7}{4}$ hydraulicky hladká potrubí

$a = \frac{7}{4} \div 2$ přechodová oblast turbulentního proudění

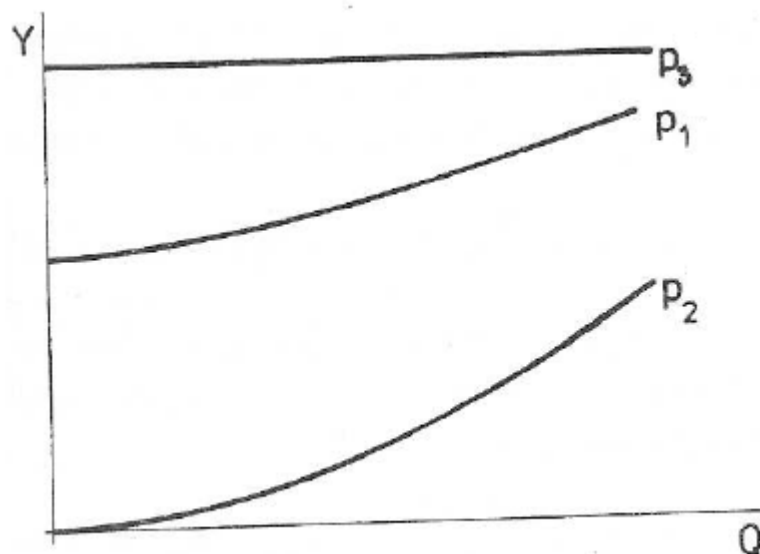
$a = 2$ vyvinuté proudění

Nejčastěji se v čerpacích systémech jedná o vyvinuté turbulentní proudění, proto má charakteristika potrubí tvar kvadratické paraboly. [3]

$$Y_p = Y_{st} + k \cdot Q_v^2 \text{ [J * kg}^{-1} \text{]} \quad \text{rov. 1.14}$$

Kde $k \rightarrow$ průtoková konstanta zahrnující rozměrové a ztrátové součinitele potrubí např. délku potrubí a průměr potrubí, součinitel tření v potrubí nebo místních ztrát.

Na obrázku 1.5 jsou zobrazeny typické charakteristiky potrubí.



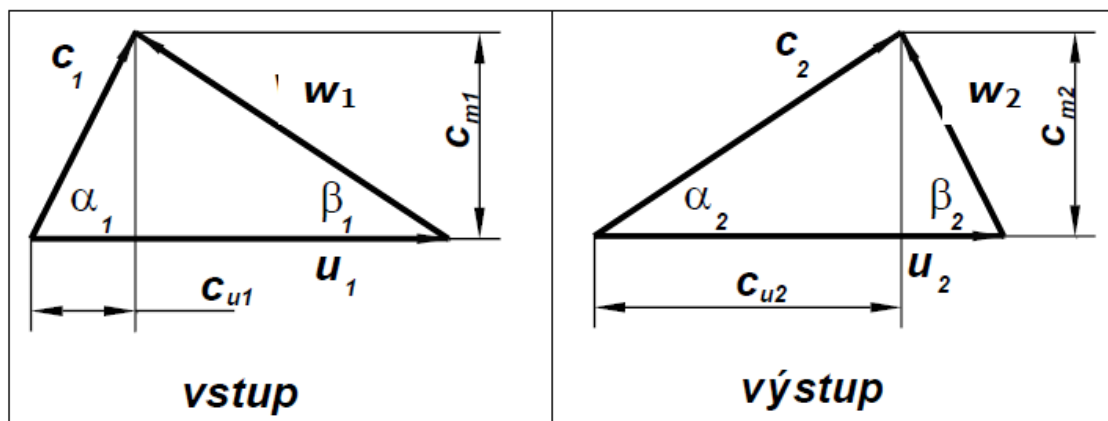
Obr. 1.5 Typické charakteristiky potrubí [1]

Charakteristika p_3 platí pro systém se zanedbatelnými ztrátami, kde převažuje složka statické měrné energie Y_{st} . Charakteristika p_1 bývá nejčastěji případem, kdy $Y_{st} > 0$ s přiměřenými hydraulickými ztrátami. Charakteristika p_2 platí pro $Y_{st} = 0$, jako např. obtoková větev potrubí. [1]

2. KINEMATICKÉ POMĚRY V OBĚŽNÉM KOLE A VÝPOČET TEORETICKÉ MĚRNÉ ENERGIE ČERPADLA

2.1 Kinematické poměry v oběžném kole

Oběžné kolo je základní pracovní část čerpadla, ve kterém dochází k transformaci mechanické energie rotoru na kinetickou energii proudící kapaliny. Kinematické poměry v oběžném kole znázorňujeme pomocí rychlostních trojúhelníků Obr. 2.1. Základnu rychlostního trojúhelníku obvykle tvoří unášivá rychlost u . Absolutní rychlost c popřípadě relativní rychlost w svírají s unášivou rychlostí úhel α popřípadě β , což je úhel lopatky. [1]



Obr. 2.1 Rychlostní trojúhelníky [3]

Kinematické poměry v oběžném kole jsou popsány rychlostmi:

- c absolutní rychlost kapaliny vůči vnějšímu pozorovateli, je vztažena na pevný souřadný systém spojený se statorem čerpadla
- w relativní rychlost kapaliny vzhledem k lopatkám a diskům oběžného kola, vztažená na souřadný systém rotující spolu s oběžným kolem
- u unášivá rychlost oběžného kola

Doplňující složky absolutní rychlosti:

- c_m meridiánová rychlost ($\vec{c}_m \perp \vec{u}$, $c_m = c \cdot \sin \alpha$)
- c_u hybná složka absolutní rychlosti ($c_u = c \cdot \cos \alpha$)
- α úhel mezi obvodovou a absolutní rychlostí
- β úhel mezi obvodovou a relativní rychlostí

2.2 Teoretická měrná energie čerpadla

Teoretickou měrnou energii čerpadla vyjadřujeme pomocí Eulerovi čerpadlové rovnice. Tato rovnice je odvozena pro ideální kapalinu a nekonečný počet lopatek. Vychází z kinematických poměrů v oběžném kole čerpadla. Ve skutečnosti bude tato energie dodaná kapalině menší. [2]

$$Y_t = g \cdot H_t = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad \text{rov. 2.1}$$

Pomocí rychlostních trojúhelníků můžeme vyjádřit kosinové věty:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \Rightarrow u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2}$$

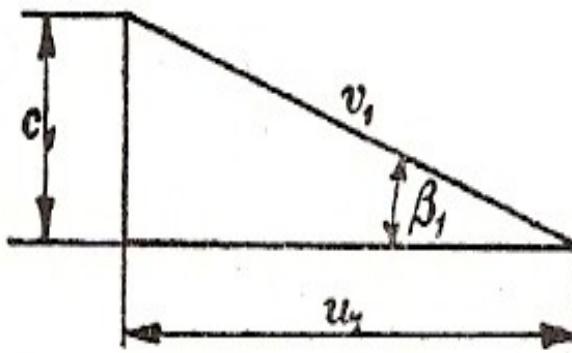
$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 * u_2 * c_2 * \cos \alpha_2 \Rightarrow u_2 * c_2 * \cos \alpha_2 = \frac{c_2^2 + u_2^2 - v_2^2}{2} \quad \text{rov. 2.2}$$

Když dosadíme za $c_1 * \cos \alpha_1 = c_{u1}$ a $c_2 * \cos \alpha_2 = c_{u2}$, můžeme vyjádřit Eulerovu čerpadlovou rovnici takto:

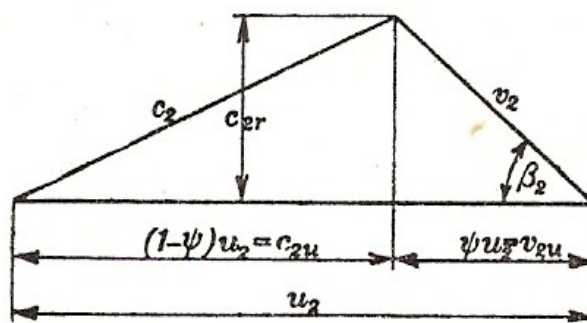
$$Y_t = \frac{c_2^2 + u_2^2 - v_2^2}{2} - \frac{c_1^2 + u_1^2 - v_1^2}{2} \quad \text{rov. 2.3}$$

3. VLIV TVARU LOPATKY NA TEORETICKOU MĚRNOU ENERGII ČERPADLA

Při odvození vlivu výstupního úhlu lopatky na teoretickou měrnou energii čerpadla budeme vycházet z předpokladu kolmého vstupu do oběžného kola znázorněném na Obr. 3.1. Na Obr. 3.2 je výstupní trojúhelník pro odvození teoretické měrné energie čerpadla.



Obr. 3.1 Rychlostní trojúhelník s kolmým vstupem



Obr. 3.2 Výstupní rychlostní trojúhelník

Protože je kolmý vstup do oběžného kola, tak se hybná složka absolutní rychlosti $c_{u1} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 0$ a můžeme zjednodušit Eulerovu čerpadlovou rovnici na tvar:

$$Y_{r\infty} = u_2 \cdot \sin \beta_{2u} \quad \text{rov. 3.1}$$

Z rychlostního trojúhelníku na Obr. 3.2 vyplývá velikost hybné složky absolutní rychlosti c_{u2} . Za tuto rychlost dosadíme do rov. 3.1 a dále použijeme úprav vycházejících z Obr. 3.1:

$$Y_{r\infty} = u_2 \cdot (u_2 - v_{2u}) = u_2^2 - u_2 \cdot v_{2u} = u_2^2 - u_2 \cdot \frac{c_{2m}}{\tan \beta_z} \quad \text{rov. 3.2}$$

Z rovnice kontinuity pro ustálený průtok odvodíme meridiánovou rychlost c_{2m} a tu následně dosadíme do rov. 3.2: [1], [5]

$$Q_v = \pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot c_{2m} \Rightarrow c_{2m} = \frac{Q_v}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2} \quad \text{rov. 3.3}$$

$$Y_{r\infty} = u_2^2 - \frac{u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot g \beta_z} \quad \text{rov. 3.4}$$

Rovnici 3.4 si substitucí zjednodušíme dosazením za konstantní hodnoty $u_2^2 = A$ a

$\frac{u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot g \beta_z} = B$ na konečný tvar teoretické měrné energie čerpadla:

$$Y_{r\infty} = A - B \cdot Q_v \quad \text{rov. 3.5}$$

Konečný tvar rov. 3.5 je ovšem závislý na výstupním úhlu β_2 . Podle velikosti úhlu β_2 se mění konečný tvar rov. 3.5 na tyto tvary: [5]

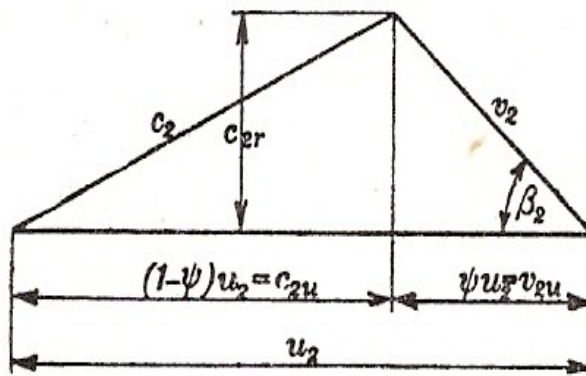
$$\beta_z < \frac{\pi}{2}, \tan \beta_z > 0 \Rightarrow Y_{r\infty} = A - B \cdot Q_v \rightarrow \text{kolo s pomaluběžnou lopatkou}$$

$$\beta_z = \frac{\pi}{2}, \tan \beta_z \rightarrow \infty \Rightarrow Y_{r\infty} = A \rightarrow \text{kolo s normální lopatkou}$$

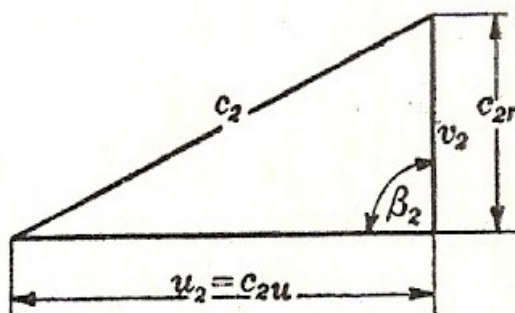
$$\beta_z > \frac{\pi}{2}, \tan \beta_z < 0 \Rightarrow Y_{r\infty} = A + B \cdot Q_v \rightarrow \text{kolo s rychloběžnou lopatkou} \quad \text{rov. 3.6}$$

Podle velikosti výstupního úhlu β_2 se také mění tvary výstupních rychlostních trojúhelníků.

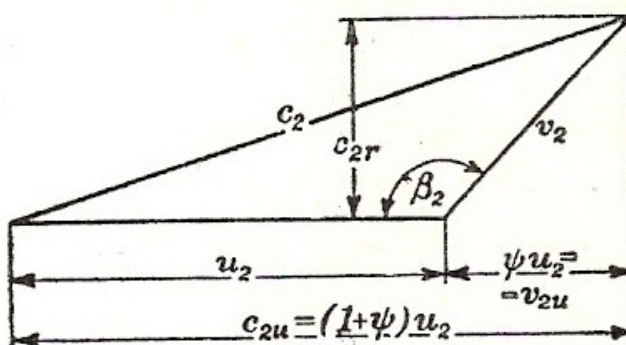
$$c_{2u} < u_2$$



$$c_{2u} = u_2$$

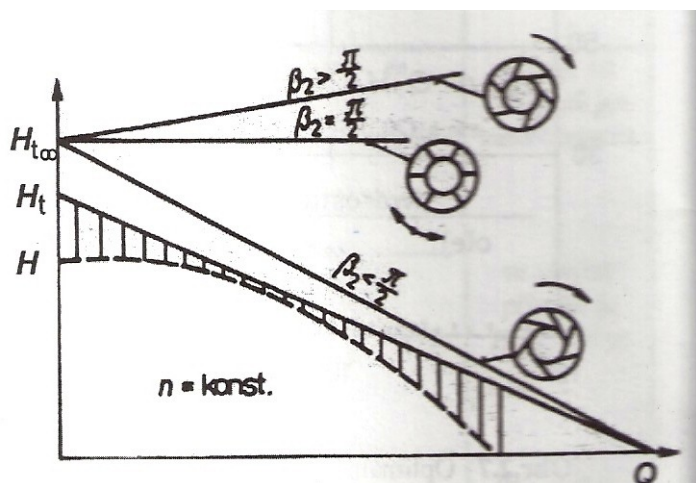


$$c_{2u} > u_2$$



Obr. 3.3 Výstupní rychlostní trojúhelníky

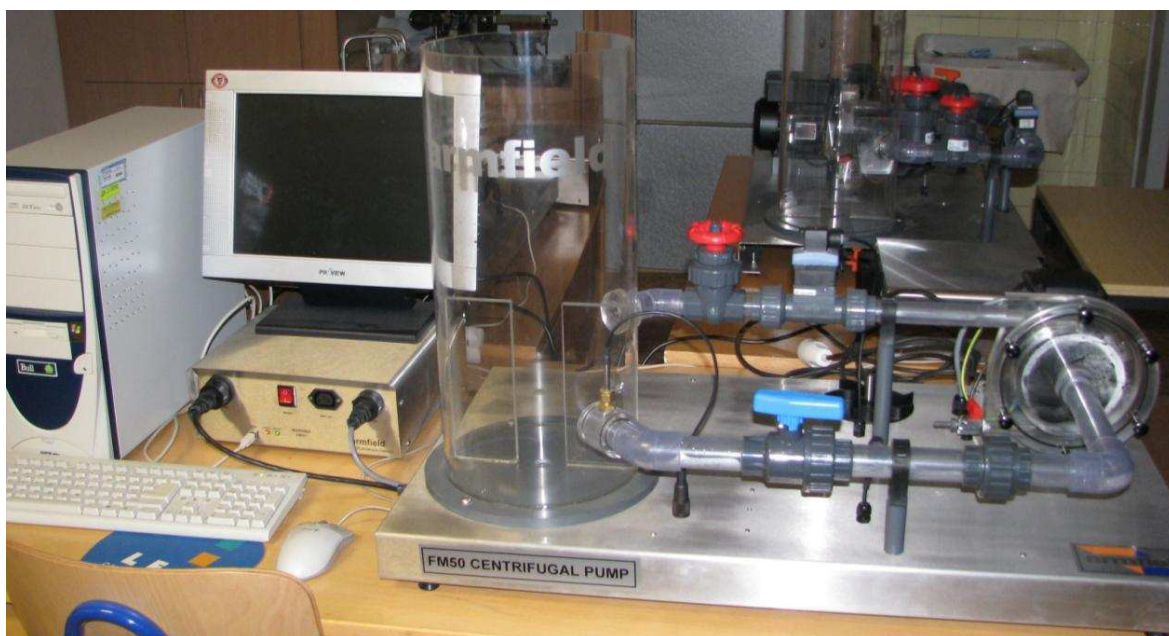
Na Obr. 3.4 jsou znázorněny teoretické charakteristiky radiálního hydrodynamického čerpadla a ukázka oběžného kola pro daný výstupní úhel β_2 . [5]



Obr. 3.4 Teoretické charakteristiky radiálního hydrodynamického čerpadla [5]

4. POPIS A SCHÉMA MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ

K měření ročníkového projektu bylo využito zařízení firmy Armfield FM50 Centrifugal Pumps na Obr. 4.1.



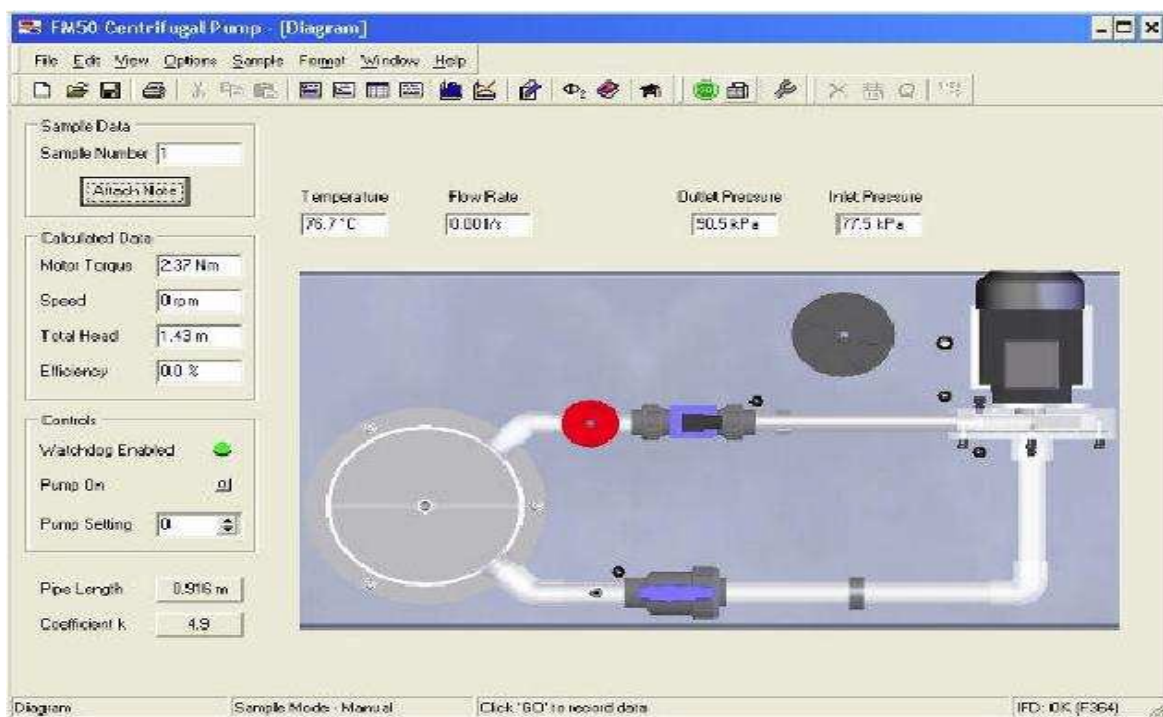
Obr. 4.1 Armfield FM50 Centrifugal Pumps [4]

Na zařízení FM50 byly postupně provedeny tři měření pro dva dostupné typy oběžného kola. Měřené veličiny jsou snímány pomocí snímačů umístěných v obvodu. K získání údajů ze snímačů slouží rozhraní Armfield (IFD7) na Obr. 4.2. Pro správnou komunikaci s počítačem musí být na vhodném počítači nainstalovaný software dodávaný

s demonstračním zařízením. Na základní pracovní obrazovce jsou zobrazovány údaje ze snímačů, z nich vypočtená data a také slouží pro ovládání pohonu čerpadla viz Obr. 4.3. Pro další práci s naměřenými daty můžeme zaznamenané hodnoty importovat do různých programů např. Microsoft Excel.



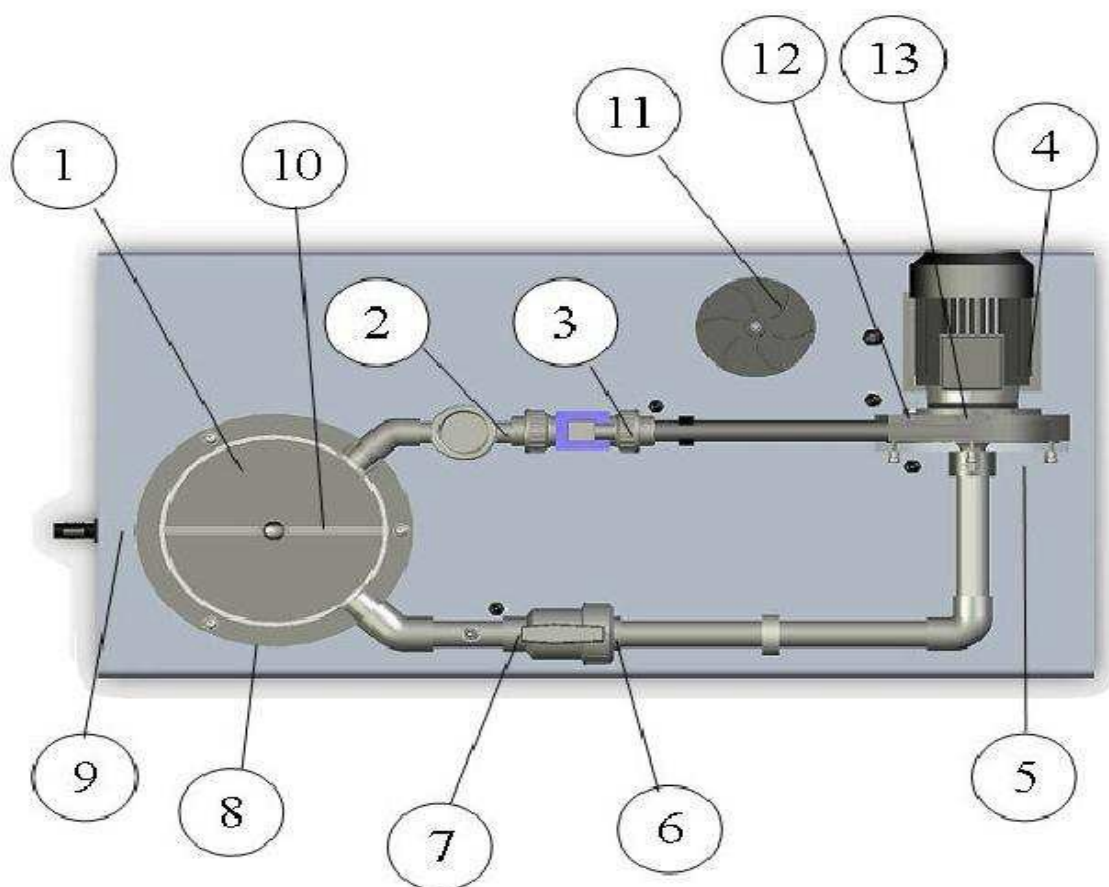
Obr. 4.2 Rozhraní Armfield IFD7 [4]



Obr. 4.3 Pracovní obrazovka [4]

Popis demonstračního zařízení FM50

Při popisu měřicího zařízení FM50 budu využívat Obr. 4.4, kde jsou jednotlivé komponenty očíslovány. Celé měřicí zařízení je upevněno na základně (8). Ve dně nádrže (1) je umístěn vypouštěcí ventil (9). K nádrži je připevněno sací a výtlačné potrubí. Přepážka (10) uprostřed nádrže slouží ke snížení rotace kapaliny v nádrži. V obvodu je umístěno odstředivé čerpadlo (4), u kterého je vypouštěcí ventil (12). Součástí zařízení je druhý typ oběžného kola (11). Na vstupu a výstupu z čerpadla jsou snímače tlaku (5) a (13). V sacím potrubí je umístěn kulový ventil (6) pro možnost škrcení na sání a snímač teploty (7). Ve výtlačném potrubí je umístěn snímač průtoku (3) a také šoupátkový ventil (2), který je ručně ovládán.



Obr. 4.4 Měřicí zařízení FM50 [4]

4.1. Postup měření

Měření charakteristik odstředivého čerpadla:

V postupu se odkazují na měřicí zařízení FM50 na Obr. 4.4

1. Plně otevřeme ventily (6) a (2) v sacím a výtlačném potrubí.
2. Zapojíme rozhraní IFD7 do elektrické sítě a na PC spustíme software dodaný k zařízení.
3. Pomocí pracovního softwaru zapneme čerpadlo (4) při požadovaných otáčkách.
4. Zavřeme ventil (2) na výstupu a zaznamenáme data ze snímačů.
5. Postupným otevíráním ventilu (2) zvětšujeme průtok a zaznamenáváme hodnoty. Měření provedeme odstupňovaně až do plného průtoku čerpadlem.
6. Obdobným postupem budeme pokračovat při dalších hodnotách nastavení otáček čerpadla.

Vliv sací výšky čerpadla:

V postupu se odkazují na měřicí zařízení FM50 na Obr. 4.4

1. Plně otevřeme ventily (6) a (2) v sacím a výtlačném potrubí.
2. Zapojíme rozhraní IFD7 do elektrické sítě a na PC spustíme software dodaný k zařízení.
3. Pomocí pracovního softwaru zapneme čerpadlo (4) při požadovaných otáčkách a zaznamenáme data ze snímačů.
4. Postupným zavíráním kulového ventilu (6) snižujeme průtok a zaznamenáváme hodnoty. Měření provedeme odstupňovaně až do plného uzavření ventilu (6).
5. Obdobným postupem budeme pokračovat při dalších hodnotách nastavení otáček čerpadla.

Stanovení provozního bodu:

V postupu se odkazují na měřicí zařízení FM50 na Obr. 4.4

1. Plně otevřeme ventily (6) a (2) v sacím a výtlačném potrubí.
2. Zapojíme rozhraní IFD7 do elektrické sítě a na PC spustíme software dodaný k zařízení.
3. Nastavíme škrtícím ventilem (6) hodnotu průtoku na požadovanou hodnotu.
4. Nastavíme otáčky čerpadla na 100% a hodnoty zaznamenáme.
5. Pokračujeme postupným snižováním otáček čerpadla o 10% až do zastavení čerpadla. Tím je naměřena charakteristika potrubí.

6. Obdobným postupem budeme pokračovat při dalších hodnotách nastavení průtoku.

5. MĚŘENÍ NA MODELU ČERPACÍHO SYSTÉMU

5.1. Měření charakteristik odstředivého čerpadla

Měření bylo provedeno na měřícím zařízení FM50 podle návodu uvedeného v kapitole 4.1. Měření proběhlo pro dva typy oběžného kola při otáčkách čerpadla 1500, 1200 a 900 min^{-1} . Cílem měření je vykreslit základní charakteristiky odstředivého čerpadla, stanovit nejvyšší účinnost a hodnotu průtoku při této účinnosti a srovnat oba typy oběžných kol.

Měření pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1500	0,73	4,38	20,21	154,9	3,98
1500	0,68	4,77	21,42	147,6	4,42
1500	0,58	5,20	20,55	144,5	4,91
1500	0,50	5,76	22,20	128,0	5,53
1500	0,43	6,14	21,61	118,3	5,95
1500	0,37	6,15	19,78	112,9	5,99
1500	0,28	6,35	18,19	95,4	6,23
1500	0,20	6,67	14,35	90,6	6,57
1500	0,11	7,03	7,43	97,6	6,94
1500	0,07	7,06	4,66	98,3	6,98
1500	0,00	6,94	0,00	87,9	6,86

Tab. 5.1. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1200	0,60	3,03	19,7	83,1	2,74
1200	0,53	3,28	16,2	73,4	3,03
1200	0,46	3,75	12,4	58,3	3,55
1200	0,38	4,10	9,4	63,5	3,94
1200	0,30	4,22	7,2	59,1	4,09
1200	0,23	4,25	5,3	48,6	4,14
1200	0,21	4,34	4,9	53,2	4,24
1200	0,15	4,57	3,2	49,7	4,48
1200	0,08	4,68	1,7	45,7	4,60
1200	0,00	4,56	0,0	48,8	4,49

Tab. 5.2. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
900	0,45	1,75	24,4	31,6	1,55
900	0,40	1,91	22,3	33,4	1,73
900	0,33	2,07	25,5	26,4	1,93
900	0,28	2,34	21,6	29,6	2,21
900	0,21	2,40	18,1	27,7	2,30

900	0,15	2,51	15,2	23,6	2,42
900	0,05	2,73	5,6	25,4	2,65
900	0,00	2,76	0,0	23,7	2,69

Tab. 5.3. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

Měření pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1500	0,70	3,79	22,0	118,5	3,41
1500	0,64	4,26	24,1	110,2	3,94
1500	0,57	4,71	26,8	98,3	4,44
1500	0,52	5,10	27,7	93,2	4,87
1500	0,43	5,50	25,3	90,6	5,32
1500	0,43	5,51	25,2	91,1	5,33
1500	0,33	5,89	23,2	82,3	5,75
1500	0,25	6,08	19,5	77,0	5,97
1500	0,15	6,20	11,8	75,3	6,11
1500	0,08	6,39	7,2	69,7	6,31
1500	0,00	6,62	0,0	58,5	6,54

Tab. 5.4. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1200	0,56	2,55	31,3	44,5	2,28
1200	0,53	2,76	32,9	43,7	2,52
1200	0,45	3,01	31,7	42,0	2,81
1200	0,41	3,30	31,6	42,2	3,12
1200	0,35	3,65	32,5	38,1	3,51
1200	0,32	3,71	28,6	40,4	3,57
1200	0,24	3,91	26,4	34,6	3,80
1200	0,17	4,01	20,2	33,4	3,91
1200	0,11	4,08	12,7	33,0	4,00
1200	0,04	4,11	5,2	29,9	4,03
1200	0,00	4,20	0,0	31,5	4,13

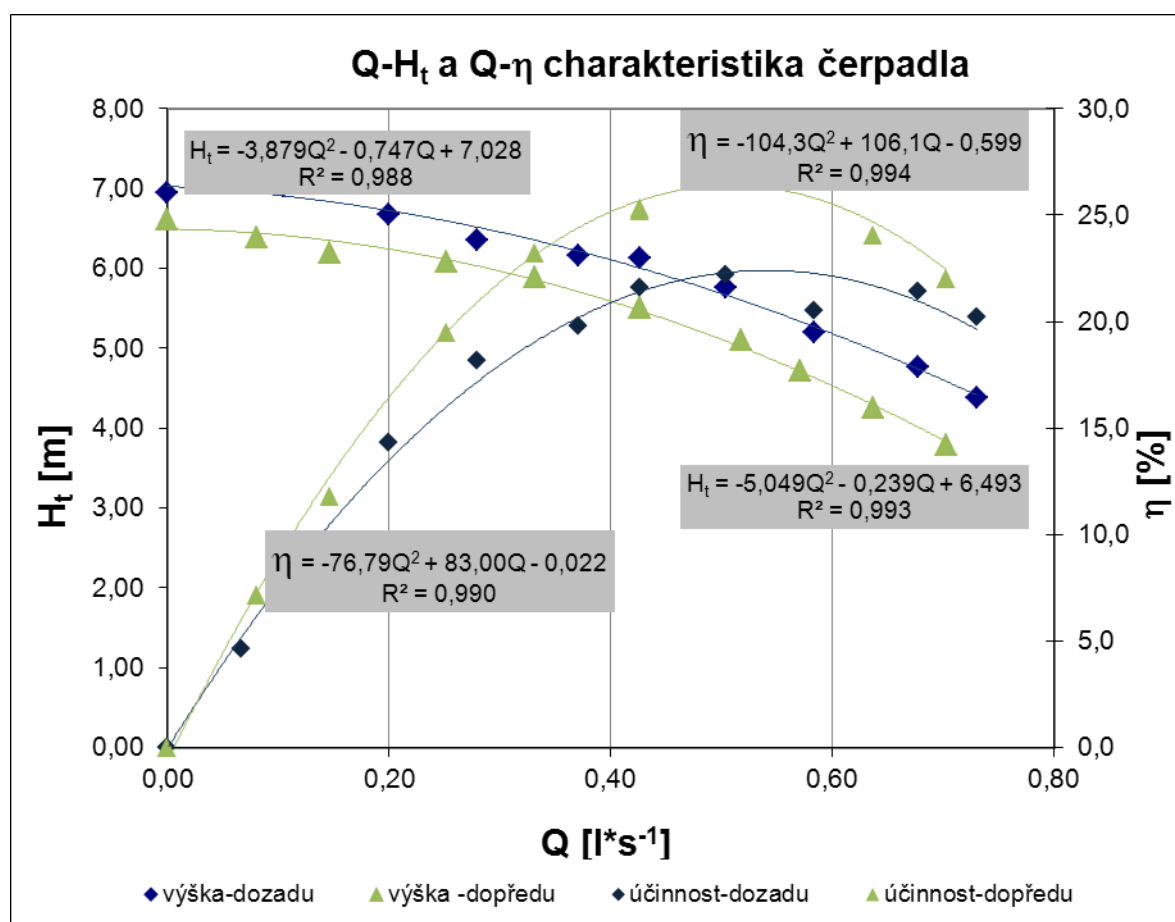
Tab. 5.5. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

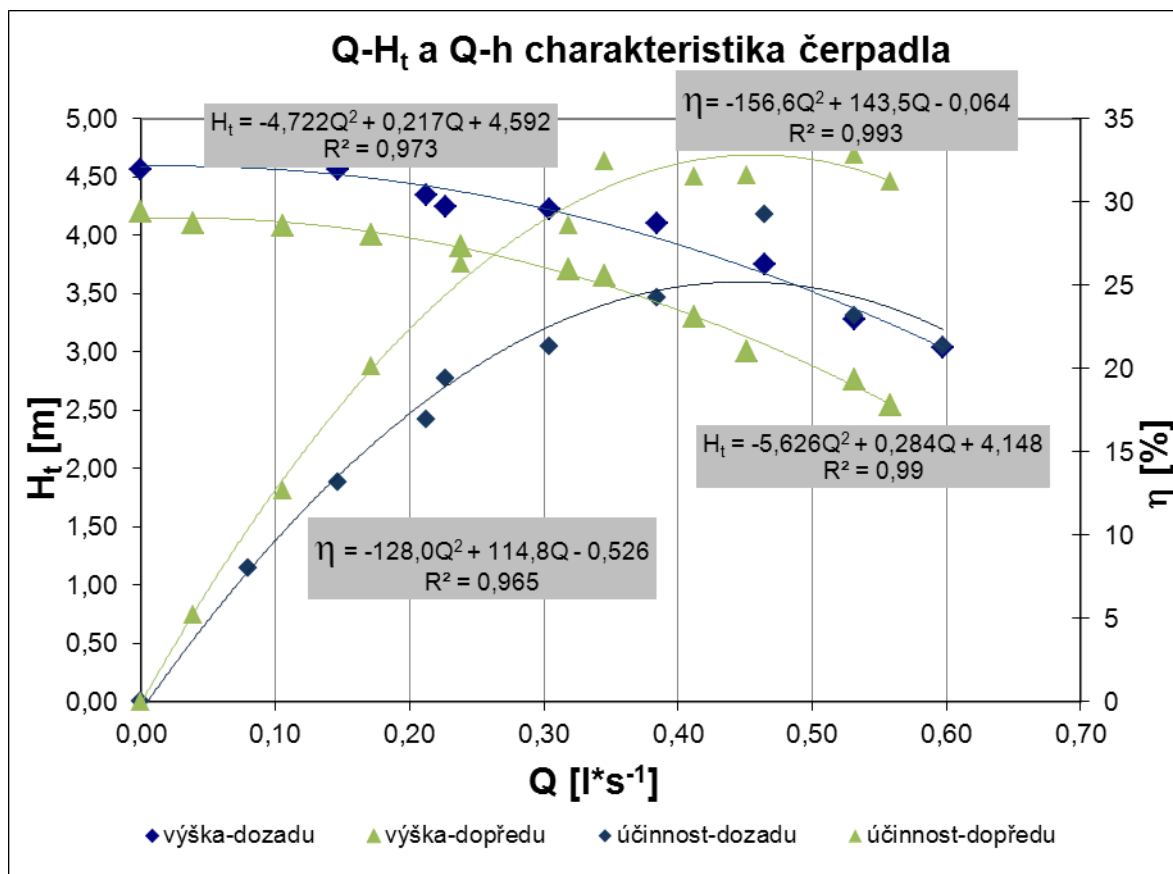
Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
900	0,41	1,35	25,3	21,6	1,174
900	0,38	1,55	27,1	21,6	1,385
900	0,32	1,80	24,0	23,3	1,658
900	0,28	2,02	29,6	18,6	1,896

900	0,24	2,13	27,0	18,4	2,020
900	0,17	2,25	18,8	20,1	2,156
900	0,11	2,29	14,0	16,9	2,205
900	0,04	2,29	5,8	15,0	2,215
900	0,00	2,45	0,0	16,8	2,370

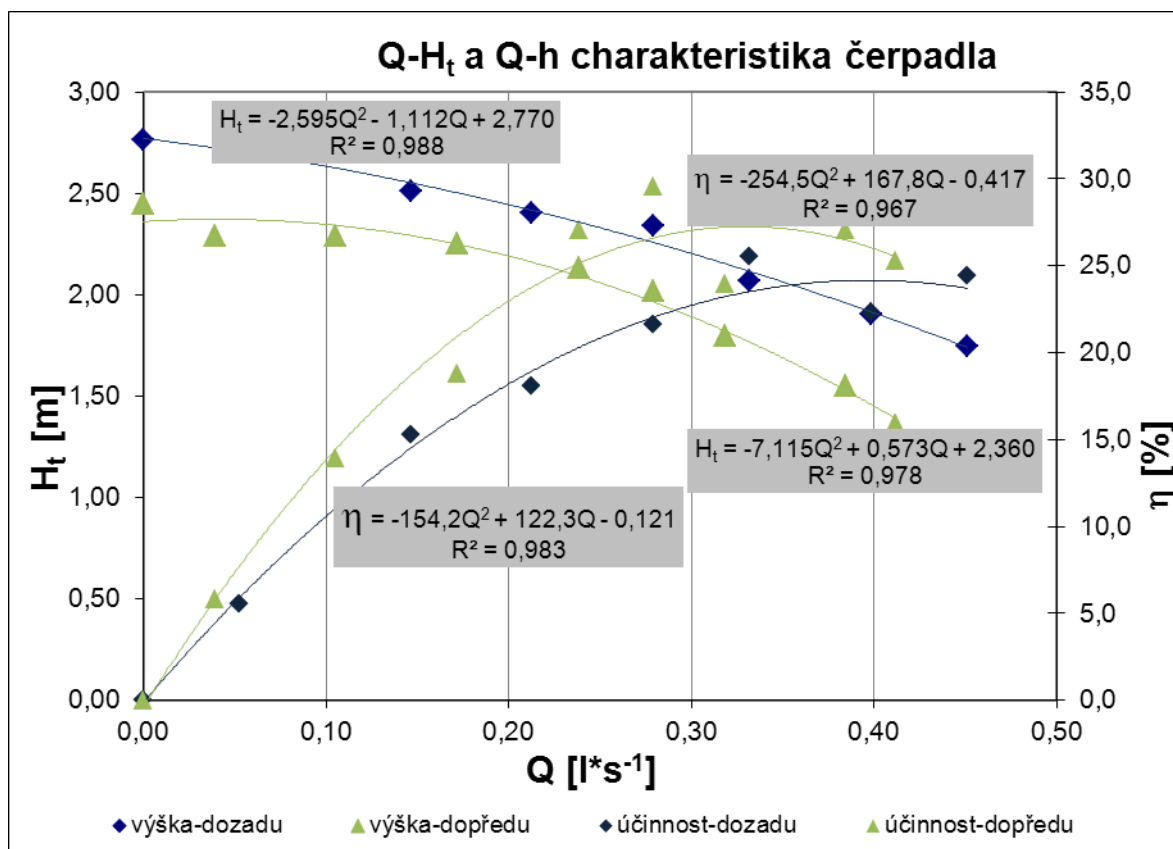
Tab. 5.6. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.1. Q- H_t a Q- η charakteristika čerpadla pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.2. Q-H_t a Q-η charakteristika čerpadla pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

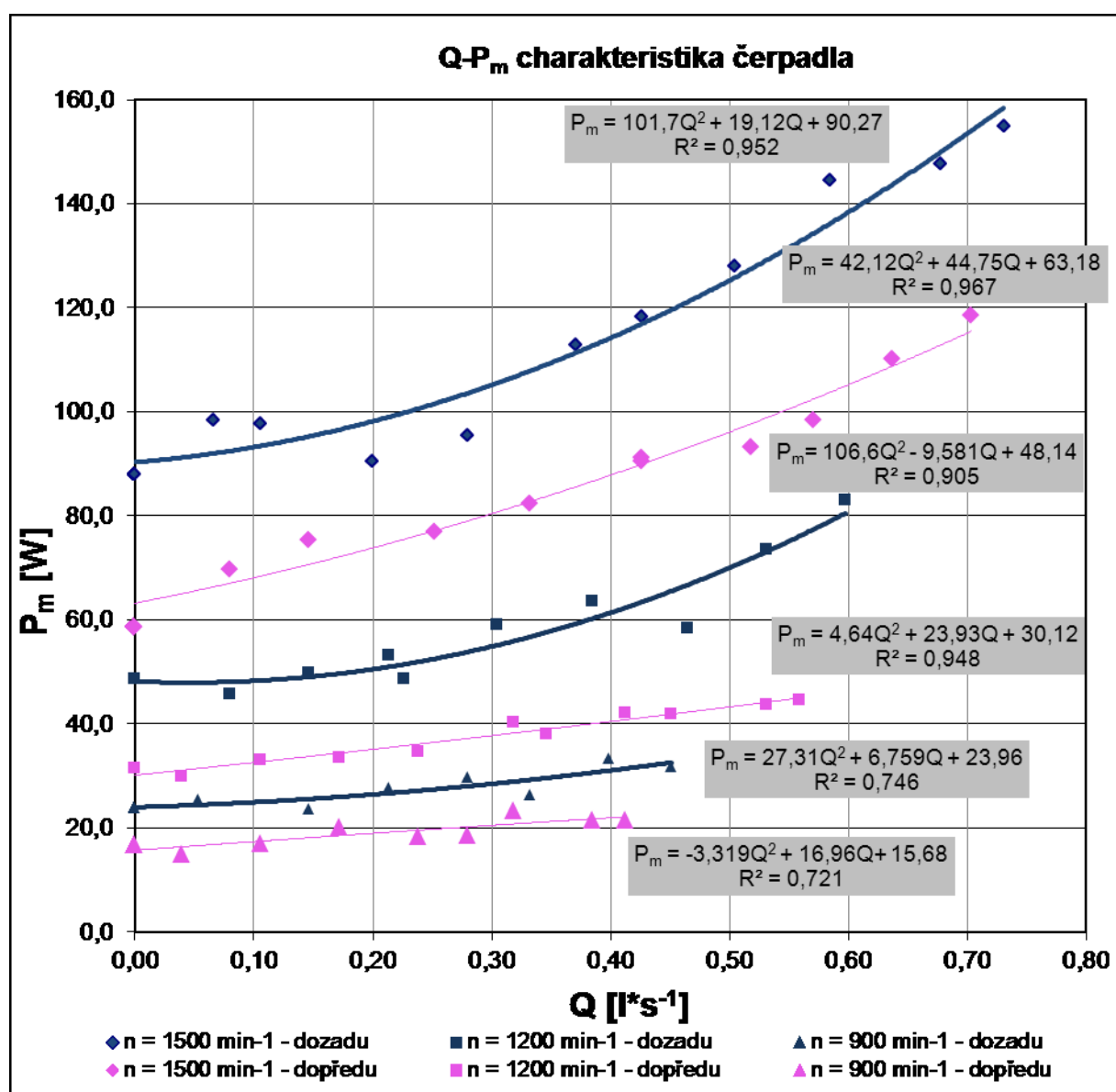


Obr. 5.3. Q-H_t a Q-η charakteristika čerpadla pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

Do tabulky 2.7 jsem vypočítal hodnoty nejvyšší účinnosti a průtoku při daných otáčkách.

n = 1500 min ⁻¹				n = 1200 min ⁻¹				n = 900 min ⁻¹			
dozadu		dopředu		dozadu		dopředu		dozadu		Dopředu	
Q [l.s ⁻¹]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	η [%]
0,541	22,406	0,509	26,384	0,448	25,214	0,458	32,810	0,397	24,129	0,330	27,242

Tab. 5.7. Parametry nejvyšších účinností



Obr. 5.4. Q-P_m charakteristika čerpadla

V průběhu měření se objevily nesrovnalosti a to zejména při vyhodnocení kroutícího momentu, příkonu a účinnosti. Po jednání s dodavatelem zařízení byla provedena výměna frekvenčního měniče. Po opravě bylo provedeno nové měření, jehož výsledky jsou uvedeny dále.

Kontrolní měření pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n \text{ [min}^{-1}]$	Průtok $Q \text{ [l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t \text{ [m]}$	Účinnost $\eta \text{ [%]}$	Příkon $P_m \text{ [W]}$	Sací výška $H_s \text{ [m]}$
1500	0,72	3,99	21,8	128,5	3,60
1500	0,65	4,48	23,0	124,1	4,15
1500	0,58	5,02	24,4	117,5	4,74
1500	0,52	5,51	25,5	109,5	5,27
1500	0,48	5,45	24,7	103,4	5,24
1500	0,41	5,64	23,1	98,3	5,46
1500	0,33	5,65	19,3	95,2	5,51
1500	0,28	5,84	17,8	89,6	5,72
1500	0,17	5,86	11,6	85,2	5,76
1500	0,11	6,03	7,5	82,6	5,95
1500	0,05	6,62	4,2	81,1	6,54
1500	0,00	6,72	0,0	73,3	6,64

Tab. 5.8. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

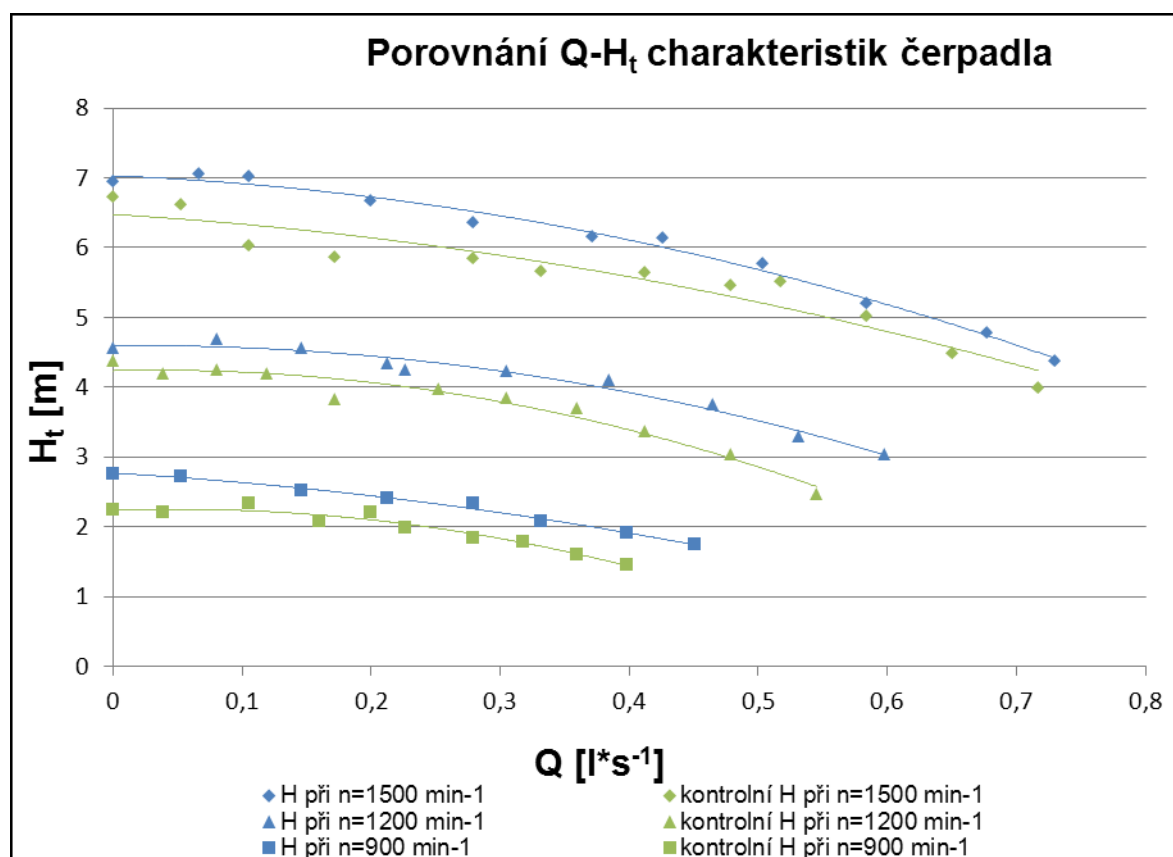
Otáčky $n \text{ [min}^{-1}]$	Průtok $Q \text{ [l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t \text{ [m]}$	Účinnost $\eta \text{ [%]}$	Příkon $P_m \text{ [W]}$	Sací výška $H_s \text{ [m]}$
1200	0,54	2,46	21,1	62,2	2,21
1200	0,48	3,04	24,8	57,5	2,82
1200	0,41	3,37	25,5	53,2	3,19
1200	0,36	3,69	26,4	49,1	3,54
1200	0,30	3,85	25,1	45,7	3,72
1200	0,25	3,98	22,2	44,1	3,86
1200	0,17	3,83	15,9	40,4	3,73
1200	0,12	4,18	13,2	36,9	4,10
1200	0,08	4,25	9,0	37,1	4,17
1200	0,04	4,18	4,8	33,4	4,11
1200	0,00	4,38	0,0	32,2	4,31

Tab. 5.9. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

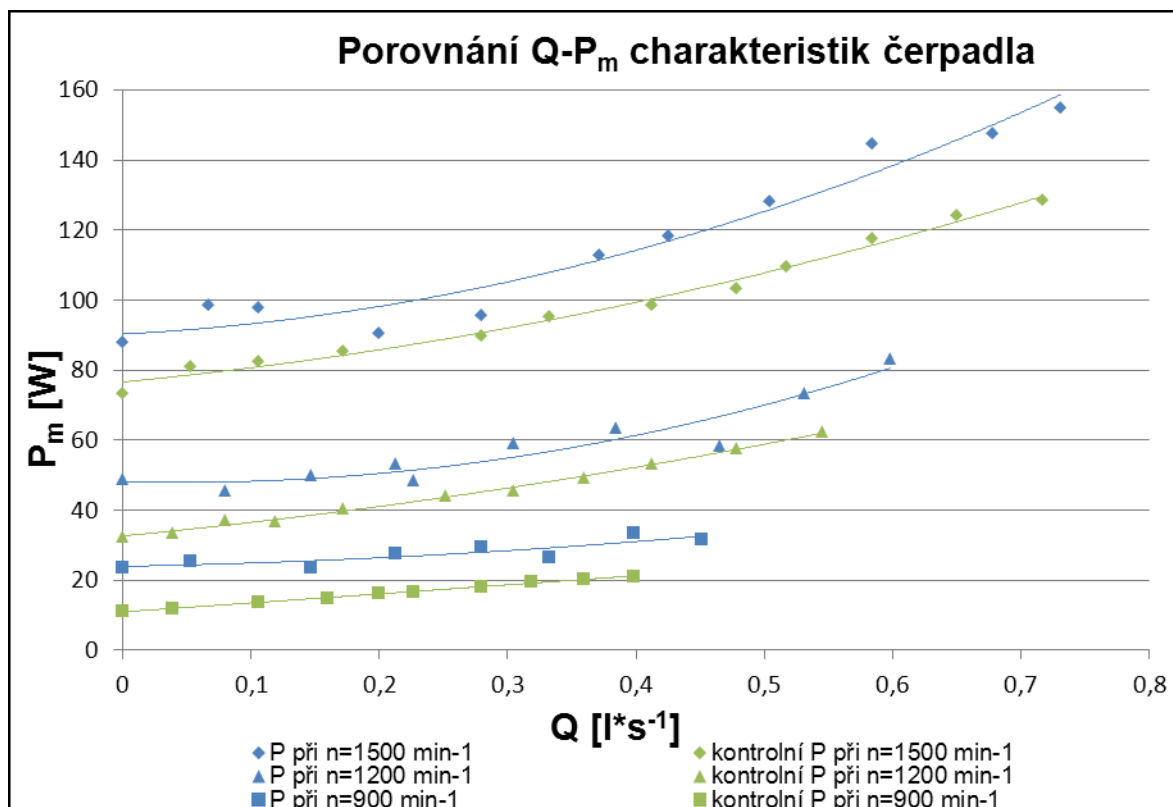
Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n \text{ [min}^{-1}]$	Průtok $Q \text{ [l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t \text{ [m]}$	Účinnost $\eta \text{ [%]}$	Příkon $P_m \text{ [W]}$	Sací výška $H_s \text{ [m]}$
900	0,40	1,46	27,0	21,1	1,29
900	0,36	1,61	28,1	20,1	1,45
900	0,32	1,79	28,4	19,7	1,65
900	0,28	1,84	28,0	17,9	1,72
900	0,23	1,99	26,4	16,8	1,89
900	0,20	2,20	26,3	16,3	2,10
900	0,16	2,09	22,0	14,9	2,00
900	0,11	2,34	17,8	13,5	2,26
900	0,04	2,20	7,0	11,9	2,12
900	0,00	2,24	0,0	11,1	2,16

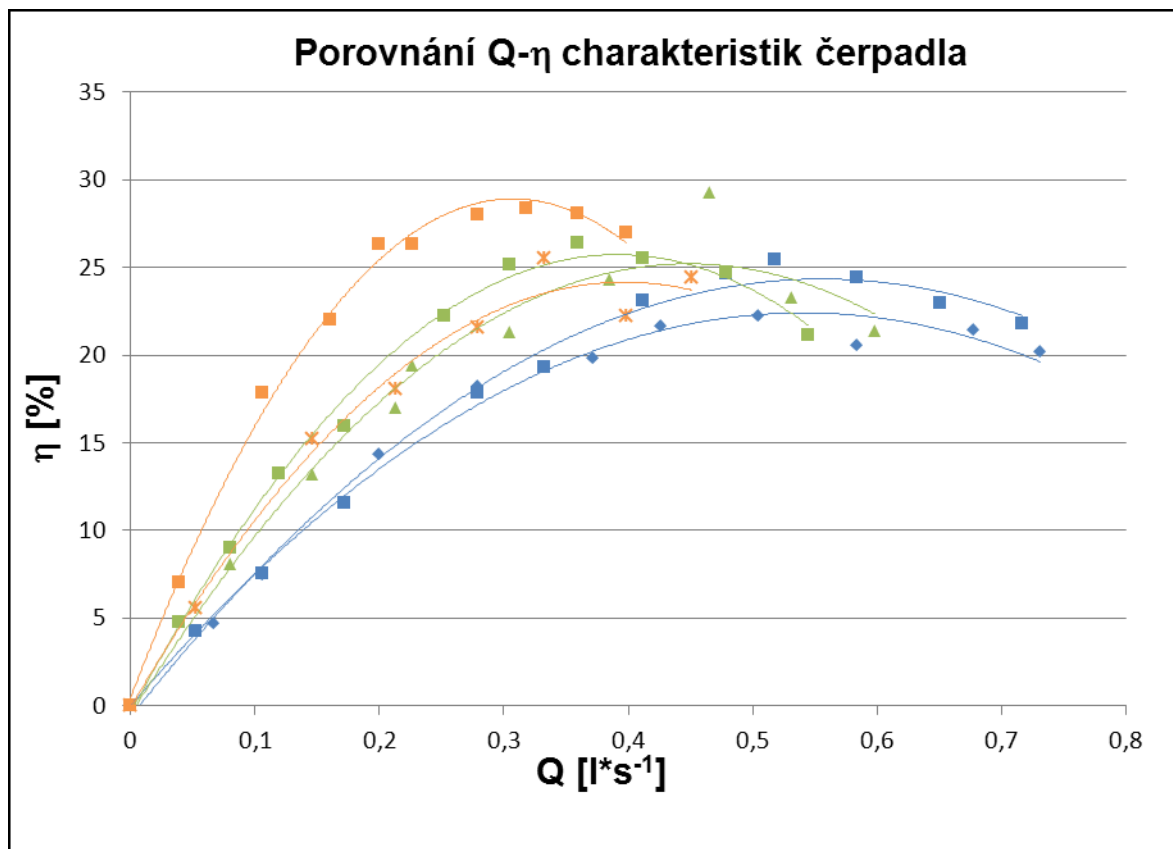
Tab. 5.10. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.5. Porovnání Q- H_t charakteristik čerpadla



Obr. 5.6. Porovnání Q-P_m charakteristik čerpadla



Obr. 5.7. Porovnání Q-η charakteristik čerpadla

Při kontrolním měření po opravě zařízení jsem zjistil, že u oběžného kola s lopatkami zahnutými dozadu se hodnoty výtlačné výšky a příkonu čerpadla zmenšily a hodnoty účinnosti zvětšily.

Kontrolní měření pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1500	0,77	4,61	16,7	190,4	4,18
1500	0,73	5,00	14,6	177,8	4,60
1500	0,68	5,11	13,3	169,7	4,75
1500	0,60	5,52	10,8	160,3	5,22
1500	0,53	5,89	9,0	149,6	5,64
1500	0,46	6,17	7,5	145,5	5,96
1500	0,36	6,28	5,7	125,1	6,12
1500	0,28	6,57	4,3	117,3	6,44
1500	0,20	6,75	2,9	113,9	6,65
1500	0,13	6,87	1,9	109,3	6,79
1500	0,07	7,18	0,9	110,2	7,10
1500	0,00	7,34	0,0	106,4	7,26

Tab. 5.11. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

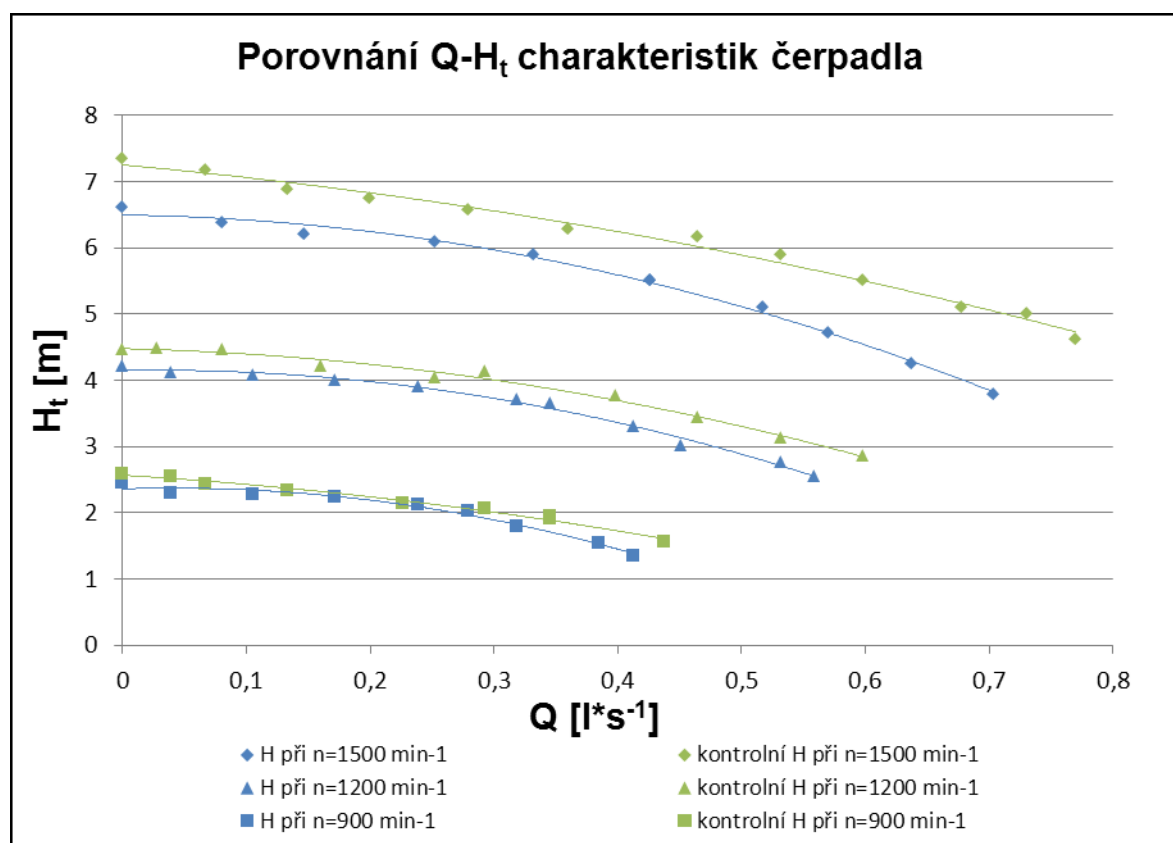
Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
1200	0,60	2,85	18,7	89,0	2,56
1200	0,53	3,13	20,3	80,2	2,89
1200	0,46	3,44	19,9	78,7	3,23
1200	0,40	3,77	20,4	72,1	3,60
1200	0,29	4,13	18,4	64,3	4,00
1200	0,25	4,03	16,6	59,8	3,92
1200	0,16	4,21	11,9	55,4	4,12
1200	0,08	4,47	6,6	53,0	4,39
1200	0,03	4,49	2,2	54,8	4,42
1200	0,00	4,46	0,0	50,1	4,39

Tab. 5.12. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$

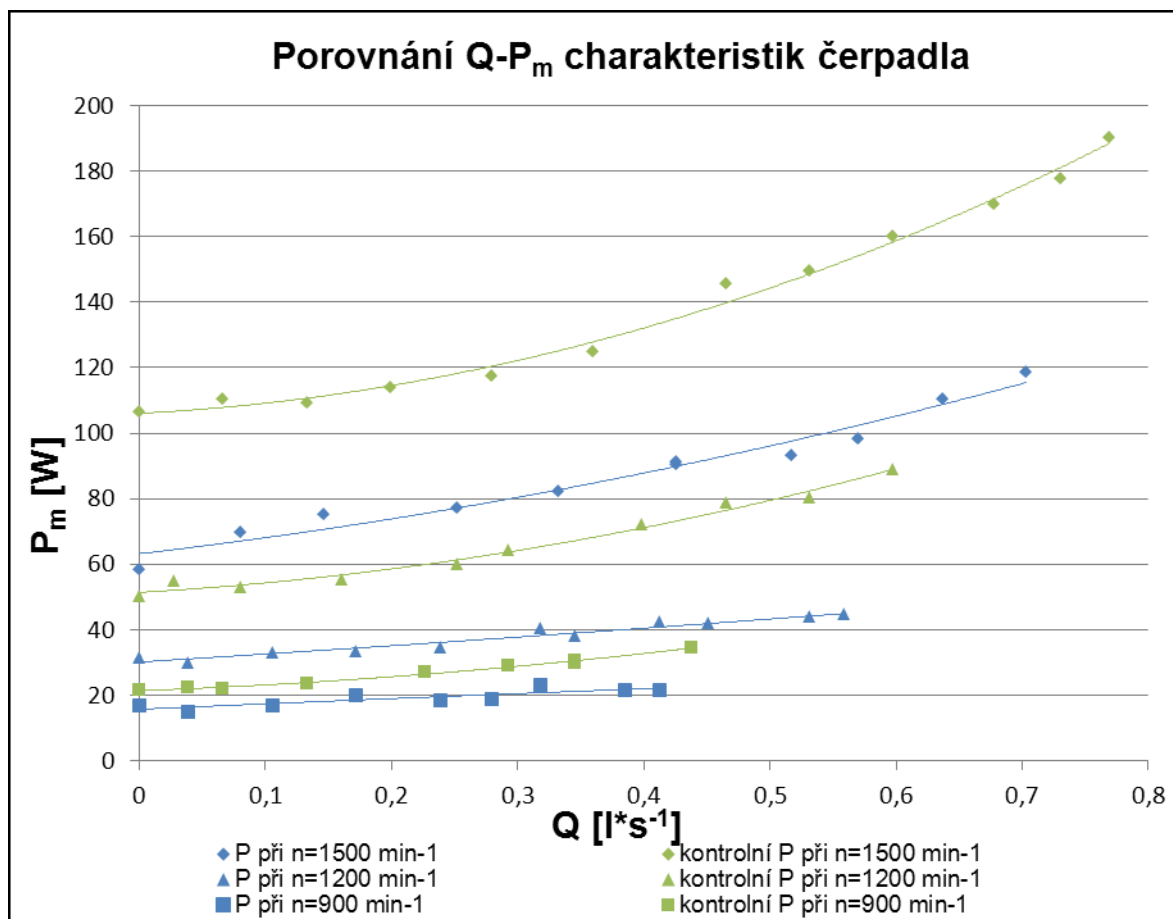
Tabulka naměřených hodnot pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$

Otáčky $n [\text{min}^{-1}]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Celková výška $H_t [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Příkon $P_m [\text{W}]$	Sací výška $H_s [\text{m}]$
900	0,44	1,56	19,3	34,5	1,37
900	0,35	1,91	21,2	30,5	1,76
900	0,35	1,94	22,0	29,9	1,80
900	0,29	2,06	20,5	28,8	1,93
900	0,23	2,14	17,5	27,1	2,04
900	0,13	2,34	12,9	23,6	2,25
900	0,07	2,43	7,2	21,9	2,35
900	0,04	2,55	4,4	22,1	2,47
900	0,00	2,60	0,0	21,6	2,52

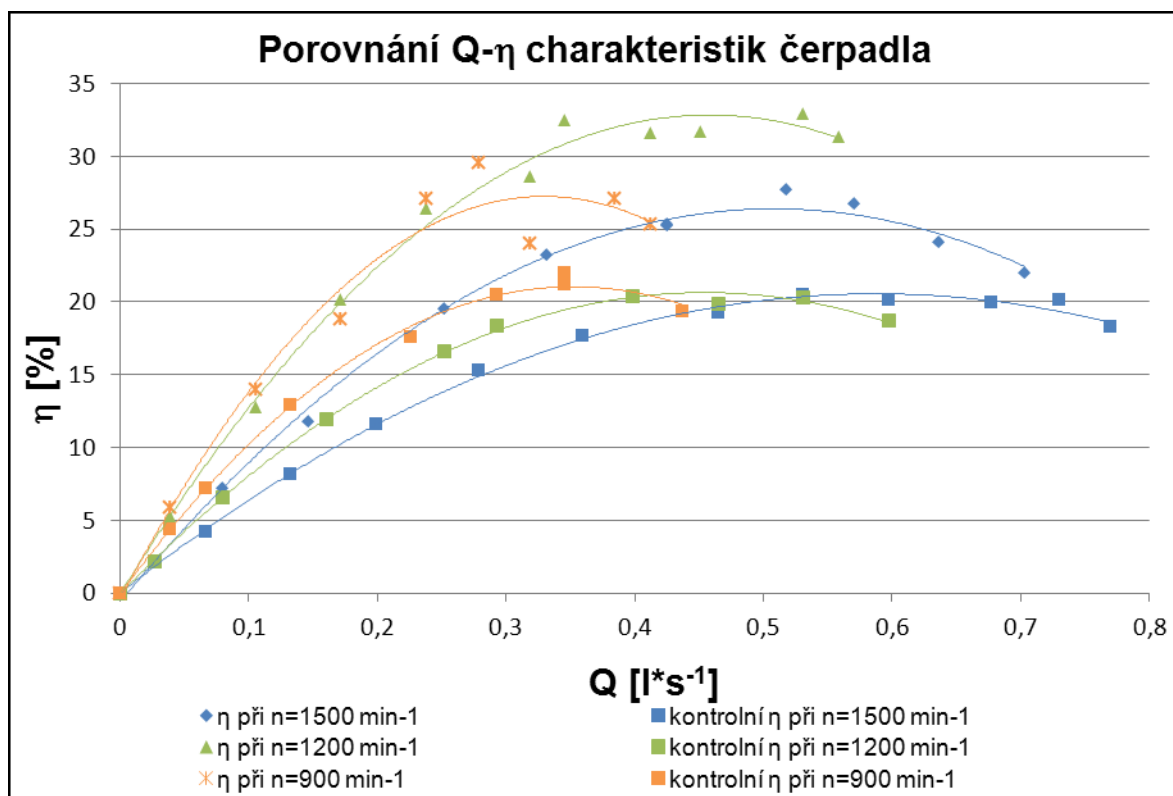
Tab. 5.13. Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.8. Porovnání Q - H_t charakteristik čerpadla



Obr. 5.9. Porovnání Q-P_m charakteristik čerpadla



Obr. 5.10. Porovnání Q-η charakteristik čerpadla

U oběžného kola s lopatkami zahnutými dopředu se naopak hodnoty výtlačné výšky a příkonu čerpadla zvětšily a hodnoty účinností zmenšily.

5.2. Vliv sací výšky čerpadla

Měření bylo provedeno na měřícím zařízení FM50 podle návodu uvedeného v kapitole 4.1. Měření proběhlo pro dva typy oběžného kola při otáčkách čerpadla 1500, 1200 a 900 min⁻¹. Cílem měření je popsat vliv změny sací výšky na výkon čerpadla, seznámit se s kavitací a zhodnotit přínos NPSH grafů při volbě čerpadla.

Měření pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu

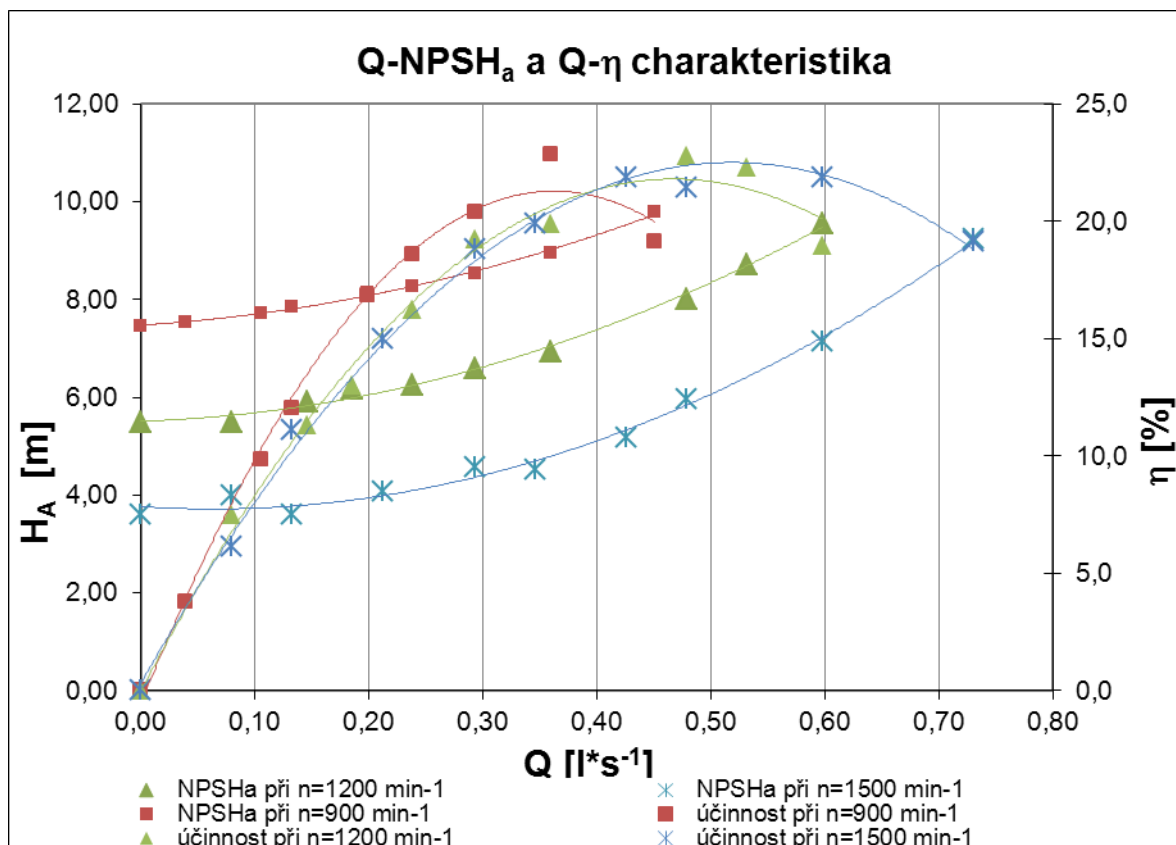
otáčky n=1500 min ⁻¹			otáčky n=1200 min ⁻¹			otáčky n = 900 min ⁻¹		
Průtok Q [l.s ⁻¹]	Čistá sací výška H _A [m]	Účinnost η [%]	Průtok Q [l.s ⁻¹]	Čistá sací výška H _A [m]	Účinnost η [%]	Průtok Q [l.s ⁻¹]	Čistá sací výška H _A [m]	Účinnost η [%]
0,73	9,25	18,5	0,60	9,54	19,0	0,45	9,78	19,1
0,73	9,25	19,2	0,53	8,72	22,3	0,36	8,95	22,8
0,60	7,15	21,9	0,48	8,00	22,8	0,29	8,54	20,4
0,48	5,95	21,4	0,36	6,93	19,9	0,24	8,27	18,6
0,43	5,16	21,9	0,29	6,59	19,3	0,20	8,12	16,9
0,35	4,53	19,9	0,24	6,24	16,3	0,13	7,84	12,0
0,29	4,57	18,8	0,19	6,18	13,0	0,11	7,72	9,9
0,21	4,07	15,0	0,15	5,90	11,3	0,04	7,53	3,8
0,13	3,60	11,1	0,08	5,49	7,5	0,00	7,45	0,0
0,08	3,98	6,1	0,00	5,50	0,0			
0,00	3,61	0,0						

Tab. 5.14. Naměřené hodnoty pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu

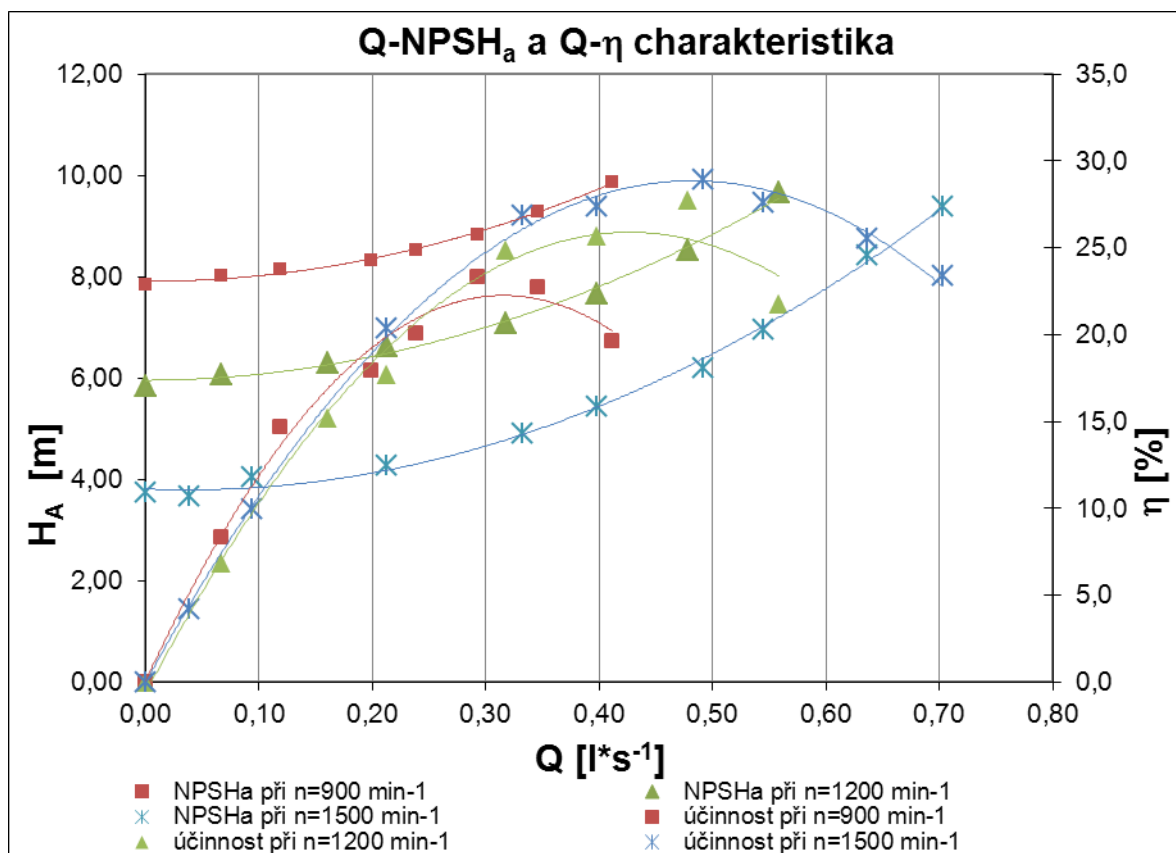
Měření pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu

otáčky $n=1500 \text{ min}^{-1}$			otáčky $n=1200 \text{ min}^{-1}$			otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$		
Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Čistá sací výška $H_A [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Čistá sací výška $H_A [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$	Průtok $Q [\text{l.s}^{-1}]$	Čistá sací výška $H_A [\text{m}]$	Účinnost $\eta [\%]$
0,70	9,37	23,4	0,56	9,66	21,8	0,41	9,87	19,6
0,64	8,42	25,5	0,48	8,52	27,8	0,35	9,28	22,7
0,54	6,96	27,6	0,40	7,66	25,7	0,29	8,83	23,3
0,49	6,19	29,0	0,32	7,08	24,9	0,24	8,53	20,1
0,40	5,43	27,4	0,21	6,63	17,7	0,20	8,32	17,9
0,33	4,92	26,9	0,16	6,30	15,2	0,12	8,13	14,7
0,21	4,27	20,4	0,07	6,07	6,9	0,07	8,01	8,3
0,09	4,04	10,0	0,00	5,85	0,0	0,00	7,85	0,0
0,04	3,67	4,2						
0,00	3,74	0,0						

Tab. 5.15. Naměřené hodnoty pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu



Obr. 5.11. Q-NPSH_a a Q- η charakteristika lopatky zahnuté dozadu



Obr. 5.12. Q-NPSH_a a Q- η charakteristika lopatky zahnuté dopředu

Na sací výšku mají vliv otáčky rotoru a také průtok. Při zvýšení průtoku dojde k nárůstu hodnot čisté pozitivní sací výšky (NPSH) a ke snížení výkonu čerpadla. Oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu má při stejném průtoku podobnou hodnotu NPSH jako oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu, ale dosahuje vyšší účinnosti.

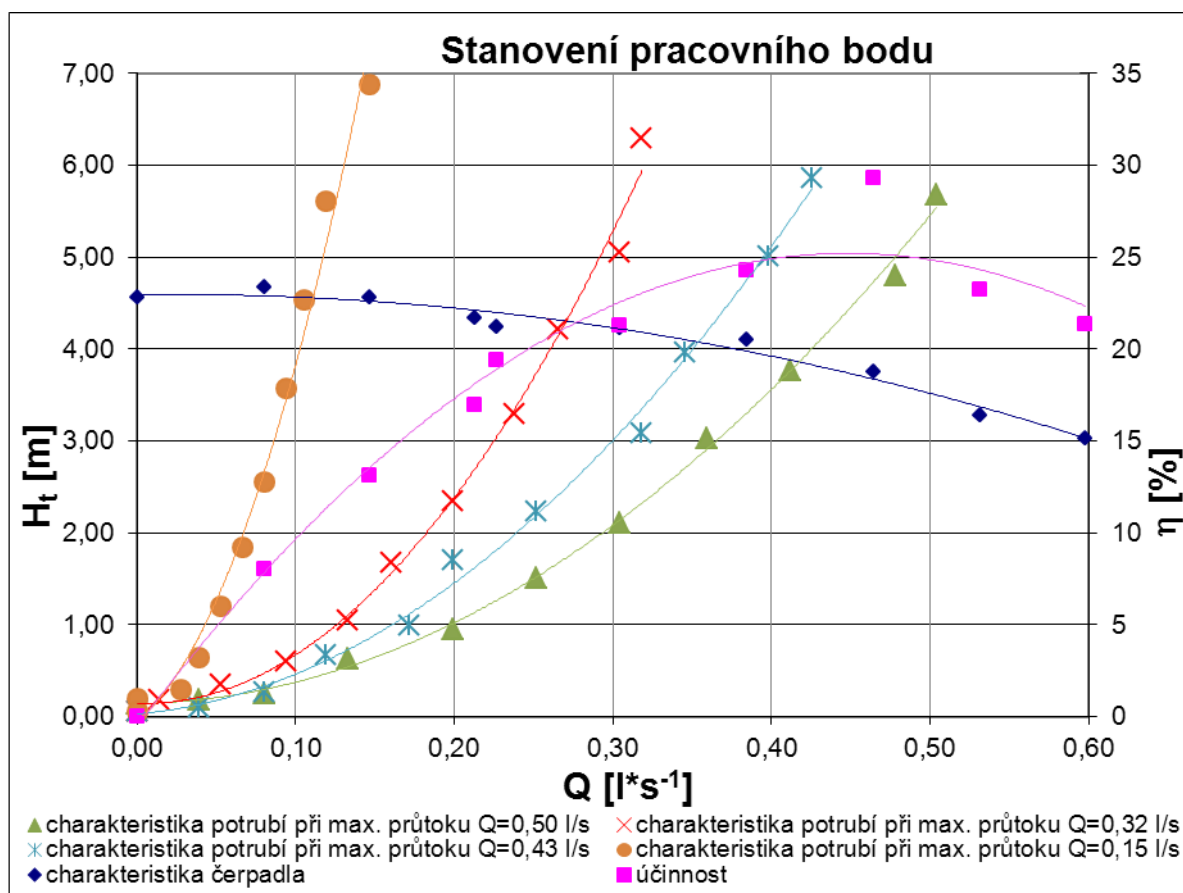
5.3. Stanovení pracovního bodu

Měření bylo provedeno na měřícím zařízení FM50 podle návodu uvedeného v kapitole 4.1. Měření proběhlo pro dva typy oběžného kola. Charakteristika potrubí byla naměřena pro čtyři polohy škrtkového ventilu. Ke zjištění pracovních bodů použijeme aplikaci MS Excel a její funkci řešitel. Cílem měření je určit pracovní body a účinnosti v těchto bodech pro různá nastavení škrtkového ventilu.

Tabulka naměřených hodnot pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu

charakteristika čerpadla			charakteristika potrubí							
Průtok	Celková výška	Účinnost	Průtok	Celková výška	Průtok	Celková výška	Průtok	Celková výška	Průtok	Celková výška
Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]
0,60	3,03	21,3	0,50	5,69	0,43	5,87	0,32	6,29	0,15	6,88
0,53	3,28	23,2	0,48	4,80	0,40	5,01	0,30	5,05	0,12	5,61
0,46	3,75	29,3	0,41	3,77	0,35	3,96	0,27	4,21	0,11	4,54
0,38	4,10	24,3	0,36	3,03	0,32	3,09	0,24	3,29	0,09	3,58
0,30	4,22	21,3	0,30	2,11	0,25	2,24	0,20	2,34	0,08	2,55
0,23	4,25	19,4	0,25	1,51	0,20	1,70	0,16	1,67	0,07	1,85
0,21	4,34	17,0	0,20	0,95	0,17	1,00	0,13	1,05	0,05	1,21
0,15	4,57	13,2	0,13	0,64	0,12	0,67	0,09	0,60	0,04	0,64
0,08	4,68	8,0	0,08	0,25	0,08	0,26	0,05	0,36	0,03	0,30
0,00	4,56	0,0	0,04	0,19	0,04	0,09	0,01	0,19	0,00	0,20
			0,00	0,14	0,00	0,05	0,00	0,06	0,00	0,05

Tab. 5.16. Naměřené hodnoty oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu



Obr. 5.13. Stanovení pracovního bodu

Pomocí MS Excel a jeho funkce řešitel jsem spočítal parametry pracovních bodů pro jednotlivá nastavení škrticího ventilu. Výsledky jsem zapsal do tabulky.

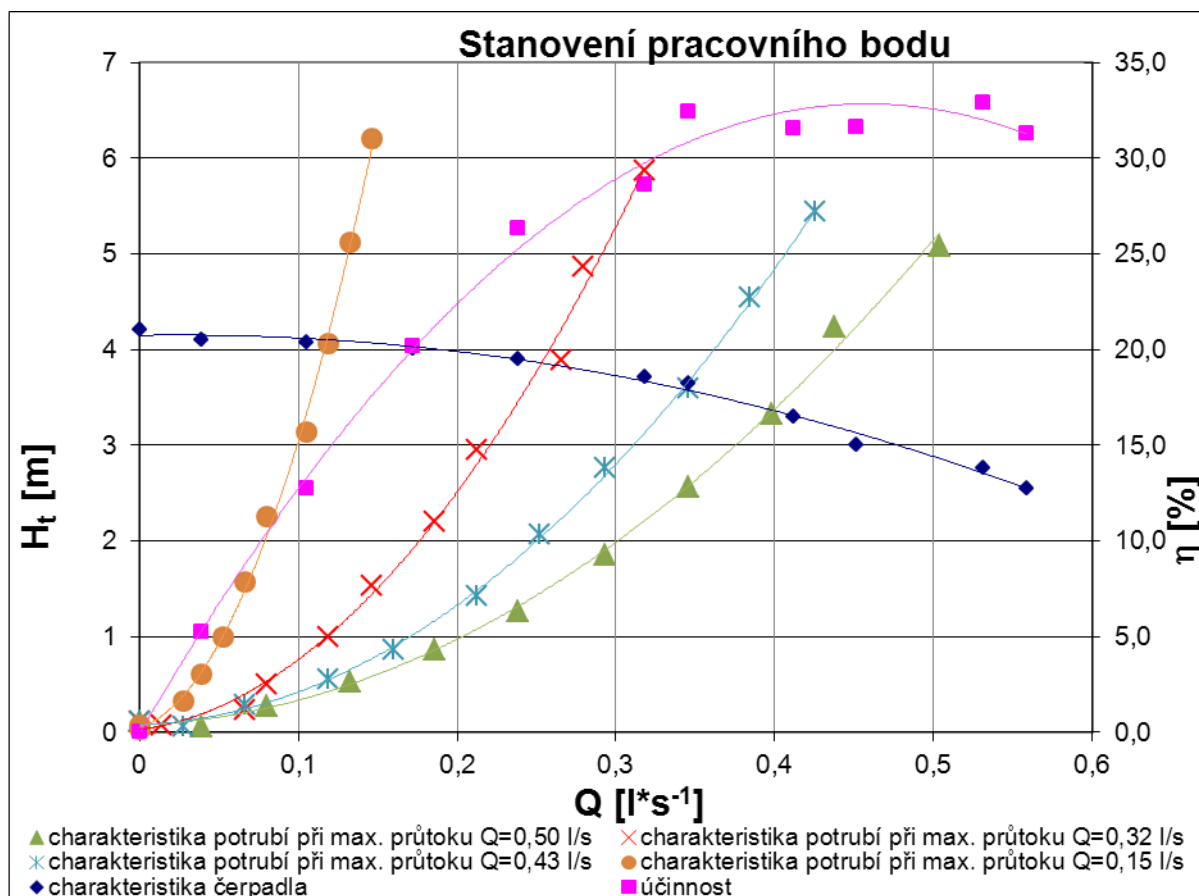
$Q_{\max}=0,50[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$			$Q_{\max}=0,43[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$		
$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t [\text{m}]$	$\eta [\%]$	$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t [\text{m}]$	$\eta [\%]$
0,417	3,860	25,091	0,354	4,077	24,074
$Q_{\max}=0,32[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$			$Q_{\max}=0,15[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$		
$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t [\text{m}]$	$\eta [\%]$	$Q[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$	$H_t [\text{m}]$	$\eta [\%]$
0,257	4,225	20,513	0,110	4,559	10,533

Tab. 5.17. Parametry pracovních bodů

Tabulka naměřených hodnot oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu

charakteristika čerpadla			charakteristika potrubí							
Průtok	Celková výška	Účinnost	Průtok	Celková výška	Průtok	Celková výška	Průtok	Celková výška	Průtok	Celková výška
Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	η [%]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]	Q [l.s ⁻¹]	H _t [m]
0,56	2,55	31,3	0,50	5,09	0,43	5,44	0,32	5,87	0,15	6,20
0,53	2,76	32,9	0,44	4,24	0,38	4,54	0,28	4,86	0,13	5,13
0,45	3,01	31,7	0,40	3,32	0,35	3,59	0,27	3,89	0,12	4,07
0,41	3,30	31,6	0,35	2,56	0,29	2,77	0,21	2,96	0,11	3,14
0,35	3,65	32,5	0,29	1,85	0,25	2,07	0,19	2,20	0,08	2,26
0,32	3,71	28,6	0,24	1,26	0,21	1,43	0,15	1,53	0,07	1,57
0,24	3,91	26,4	0,19	0,87	0,16	0,86	0,12	1,00	0,05	0,99
0,17	4,01	20,2	0,13	0,53	0,12	0,56	0,08	0,51	0,04	0,61
0,11	4,08	12,7	0,08	0,28	0,07	0,29	0,07	0,23	0,03	0,33
0,04	4,11	5,2	0,04	0,07	0,03	0,06	0,01	0,07	0,00	0,08
0,00	4,20	0,0	0,00	0,12	0,00	0,11	0,00	0,11	0,00	0,03

Tab. 5.18. Naměřené hodnoty pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu



Obr. 5.14. Stanovení pracovního bodu

Pomocí MS Excel a jeho funkce řešitel jsem spočítal parametry pracovních bodů pro jednotlivá nastavení škrticího ventilu. Výsledky jsem zapsal do tabulky.

$Q_{\max}=0,50[l*s^{-1}]$			$Q_{\max}=0,43[l*s^{-1}]$		
$Q[l*s^{-1}]$	Ht [m]	η [%]	$Q[l*s^{-1}]$	Ht [m]	η [%]
0,399	3,364	32,268	0,342	3,588	30,691
$Q_{\max}=0,32[l*s^{-1}]$			$Q_{\max}=0,15[l*s^{-1}]$		
$Q[l*s^{-1}]$	Ht [m]	η [%]	$Q[l*s^{-1}]$	Ht [m]	η [%]
0,253	3,859	26,233	0,118	4,103	14,687

Tab. 5.19. Parametry pracovních bodů

V obou typech oběžných kol je při plně otevřeném škrticím ventilu v pracovním bodě dosaženo účinnosti pohybující se v oblasti nejvyšší účinnosti. Oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu dosahuje v pracovních bodech vyšší účinnosti než druhý typ oběžného kola. V pracovních bodech je velikost průtoku podobná u obou typů kol.

6. ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo vyšetření různých provozních stavů (práce čerpadla při různých otáčkách, škrcení na sání, výtlačku) na modelu čerpacího systému pro dva dostupné typy oběžného kola. Z naměřených hodnot byly sestrojeny základní charakteristiky odstředivého čerpadla. Jde o průběhy výtlačné výšky, příkonu a účinnosti v závislosti na dodávaném průtoku. Ze sestrojených charakteristik vidíme, že s rostoucím průtokem klesá výtlačná výška a naopak roste příkon čerpadla. Dále jsem z rovnic regresí v programu MS Excel vypočítal parametry nejvyšších účinností. Z hodnot v tab. 5.7. sledujeme, že oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu dosahuje vyšší účinnosti a také má při stejných otáčkách čerpadla nižší příkon než druhý typ kola. Při kontrolním měření po opravě zařízení jsem zjistil, že u oběžného kola s lopatkami zahnutými dozadu se hodnoty výtlačné výšky a příkonu čerpadla zmenšily a hodnoty účinnosti zvětšily. U oběžného kola s lopatkami zahnutými dopředu se naopak hodnoty výtlačné výšky a příkonu čerpadla zvětšily a hodnoty účinností zmenšily.

Na sací výšku mají vliv otáčky rotoru a také průtok. Při zvýšení průtoku dojde k nárůstu hodnot čisté pozitivní sací výšky (NPSH) a ke snížení výkonu čerpadla. Oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu má při stejném průtoku podobnou hodnotu NPSH jako oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu, ale dosahuje vyšší účinnosti. Z NPSH křivky čerpadla určíme hodnotu dostatečného tlaku v čerpadle, který musí být přítomen na sací straně čerpadla k vyloučení kavitace. Je daný výškou vodního sloupce, pro větší čerpadla je uváděn v podkladech od výrobce. Kavitace vzniká, při poklesu tlaku na hodnotu menší než je tlak par kapaliny na sací straně. V kapalině se vytvoří bublinky par. Při zvýšení tlaku tyto bublinky implodují a utvoří rázové vlny, které dopadají na oběžné kolo. Poškození oběžného kola závisí materiálu, ze kterého je vyrobeno (např. koroziivzdorná ocel, bronz, litina). Také se projevuje zvýšenou hlučností a vibracemi, celkovým snížením výkonových parametrů čerpadla.

Pracovní bod jsem určoval pro charakteristiku čerpadla při otáčkách $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ a čtyři charakteristiky potrubí. V obou typech oběžných kol je při plně otevřeném škrťácím ventilu v pracovním bodě dosaženo účinnosti pohybující se v oblasti nejvyšší účinnosti. Při uzavírání škrťacího ventilu se zvyšuje místní ztráta a charakteristika potrubí je strmější. Pracovní bod se pohybuje po neměnné charakteristice čerpadla. Oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu dosahuje v pracovních bodech vyšší účinnosti než druhý typ oběžného kola. V pracovních bodech je velikost průtoku podobná u obou typů kol. Škrcení na výtlačku je energeticky náročné, proto je využíváno hlavně v jednoduchých a malých čerpacích systémech.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BLÁHA, Jaroslav; BRADA, Karel. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
- [2] DRÁBKOVÁ, Sylva, a kolektiv. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. Dostupný z:
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>
- [3] BLEJCHAŘ, Tomáš; DRÁBKOVÁ, Sylva. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení* [online]. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010. Dostupný z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>
- [4] ARMFIELD Inc. *Series and Parallel Pumps Demonstration unit, Instruction Manual*. Hampshire England 2010.
- [5] BRADA, Karel; HLAVÍNEK, Petr. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. 1. vyd. Brno: Vydavatelství NOEL s. r. o, 2000. ISBN 80-86020-43-6.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1	Schéma odstředivého čerpadla	3
Obr. 1.2	Obecné schéma čerpacího systému [3]	4
Obr. 1.3	Charakteristiky hydrodynamického čerpadla při konstantních otáčkách [3]	7
Obr. 1.4	Charakteristiky čerpadla a potrubí	8
Obr. 1.5	Typické charakteristiky potrubí [1]	10
Obr. 2.1	Rychlostní trojúhelníky [3]	11
Obr. 3.1	Rychlostní trojúhelník s kolmým vstupem	12
Obr. 3.2	Výstupní rychlostní trojúhelník	12
Obr. 3.3	Výstupní rychlostní trojúhelníky	14
Obr. 3.4	Teoretické charakteristiky radiálního hydrodynamického čerpadla [5]	15
Obr. 4.1	Armfield FM50 Centrifugal Pumps [4]	15
Obr. 4.2	Rozhraní Armfield IFD7 [4]	16
Obr. 4.3	Pracovní obrazovka [4]	16
Obr. 4.4	Měřicí zařízení FM50 [4]	17
Obr. 5.1.	Q-H a Q- η charakteristika čerpadla pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	23
Obr. 5.2.	Q-H a Q- η charakteristika čerpadla pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	24
Obr. 5.3.	Q-H a Q- η charakteristika čerpadla pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$	24
Obr. 5.4.	Q- P_m charakteristika čerpadla	25
Obr. 5.5.	Porovnání Q- H_t charakteristik čerpadla	27
Obr. 5.6.	Porovnání Q- P_m charakteristik čerpadla	28
Obr. 5.7.	Porovnání Q- η charakteristik čerpadla	28
Obr. 5.8.	Porovnání Q- H_t charakteristik čerpadla	30
Obr. 5.9.	Porovnání Q- P_m charakteristik čerpadla	31
Obr. 5.10.	Porovnání Q- η charakteristik čerpadla	31
Obr. 5.11.	Q-NPSH _a a Q- η charakteristika lopatky zahnuté dozadu	34
Obr. 5.12.	Q-NPSH _a a Q- η charakteristika lopatky zahnuté dopředu	34
Obr. 5.13.	Stanovení pracovního bodu	36
Obr. 5.14.	Stanovení pracovního bodu	37

SEZNAM TABULEK

Tab. 5.1.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	19
Tab. 5.2.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	20
Tab. 5.3.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$	20
Tab. 5.4.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	21
Tab. 5.5.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	22
Tab. 5.6.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$	22
Tab. 5.7.	Parametry nejvyšších účinností	25
Tab. 5.8.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	26
Tab. 5.9.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	26
Tab. 5.10.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$	27
Tab. 5.11.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	29
Tab. 5.12.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	29
Tab. 5.13.	Naměřené hodnoty pro otáčky $n = 900 \text{ min}^{-1}$	30
Tab. 5.14.	Naměřené hodnoty pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu	32
Tab. 5.15.	Naměřené hodnoty pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu	33
Tab. 5.16.	Naměřené hodnoty oběžné kolo s lopatkami zahnutými dozadu	35
Tab. 5.17.	Parametry pracovních bodů	36
Tab. 5.18.	Naměřené hodnoty pro oběžné kolo s lopatkami zahnutými dopředu	37
Tab. 5.19.	Parametry pracovních bodů	38

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

D_2	průměr oběžného kola	[m]
H	dopravní výška čerpadla	[m]
P	příkon čerpadla	[W]
P_h	hydraulický výkon	[W]
Q	průtok čerpané kapaliny systémem	[m ³ *s ⁻¹]
Q_m	hmotnostní průtok	[kg*s ⁻¹]
Q_n	jmenovitý průtok	[m ³ *s ⁻¹]
Q_v	objemový průtok	[m ³ *s ⁻¹]
Y	měrná energie	[J*kg ⁻¹]
$Y_č$	skutečná měrná energie čerpadla	[J*kg ⁻¹]
Y_p	skutečná měrná energie potrubí	[J*kg ⁻¹]
a	exponent režimu proudění	[-]
b_2	šířka oběžného kola	[m]
c	absolutní rychlost	[m*s ⁻¹]
c_m	meridiánová rychlost	[m*s ⁻¹]
c_u	hybná složka absolutní rychlosti	[m*s ⁻¹]
d_s	průměr sacího potrubí	[m]
d_v	průměr výtlačného potrubí	[m]
g	gravitační zrychlení	[m*s ⁻²]
h_s	sací výška	[m]
h_v	výtlačná výška	[m]
h_g	geodetická výška	[m]
h_z	ztrátová výška	[m]
k	průtoková konstanta	[-]
n	otáčky čerpadla	[s ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
p_{sn}	tlak v sací nádrži	[Pa]
p_{vn}	tlak ve výtlačné nádrži	[Pa]
p_s	tlak měřený na sací přírubě čerpadla	[Pa]
p_v	tlak měřený na výtlačné přírubě čerpadla	[Pa]
v_s	rychlost čerpané kapaliny v sacím potrubí	[m*s ⁻¹]
v_v	rychlost čerpané kapaliny ve výtlačném potrubí	[m*s ⁻¹]
u	unášivá rychlost	[m*s ⁻¹]
w	relativní rychlost	[m*s ⁻¹]
Δy	dovolená kavitační deprese	[J*kg ⁻¹]

α	úhel mezi obvodovou a absolutní rychlostí	[°]
β	úhel mezi obvodovou a relativní rychlostí	[°]
η_c	celková účinnost	[%]
η_h	hydraulická účinnost	[%]
η_m	mechanická účinnost	[%]
η_o	objemová účinnost	[%]
ρ	hustota	[kg*m ⁻³]

Dovoluji si tímto poděkovat doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za odborné vedení při vypracování této bakalářské práce, konzultace a podnětné připomínky, které mi byly poskytnuty v průběhu jejího vypracování.